

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **08310363 A**

(43) Date of publication of application: 26.11.86

(51) Int. Cl.

B60T 8/24**B60T 8/58**

(21) Application number: 07141226

(71) Applicant: **MITSUBISHI MOTORS CORP**

(22) Date of filing: 16.05.85

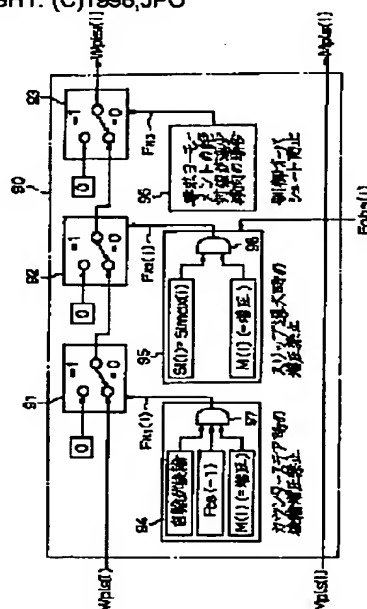
(72) Inventor: **SANO YOSHIAKI**(54) **TURN CONTROLLER FOR VEHICLE**

COPYRIGHT: (C)1996,JPO

(57) Abstract:

PURPOSE: To surely stabilize a turning behavior of a vehicle by arranging a counter steering detecting means, which detects a counter steering condition of the vehicle so as to output its detection signal, and a regulating means, which regulates increase of a rear wheel braking force when the detection signal is outputted.

CONSTITUTION: Under a counter steering condition, increase in a braking pressure for a right rear wheel is prohibited. That is, an input condition for an AND circuit 97 is satisfied in a setting unit 94 when a value of a counter steering flag F_{cs} is set to 1, and from the AND circuit 97, a pressure increase prohibiting flag $F_{ki}(i)$ is fed to a switch 91. Therefore, a pulse width $W_{pis}(4)$ for the right rear wheel in a pressure increasing mode is forcibly changed. As a result, a braking pressure for the right rear wheel RWR is not increased when the pulse width $W_{pis}(4)$ in the yaw moment control is preferentially outputted as a pulse width via a control signal selecting unit, even if ABS control is operated.



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-310363

(43) 公開日 平成8年(1996)11月26日

(51) Int.Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 0 T	8/24		B 6 0 T	8/24
	8/58			8/58
				A

審査請求 未請求 請求項の数 7 F D (全 41 頁)

(21) 出願番号 特願平7-141226

(22) 出願日 平成7年(1995)5月16日

(71) 出願人 000006286

三菱自動車工業株式会社

東京都港区芝五丁目33番8号

(72) 発明者 佐野 喜亮

東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内

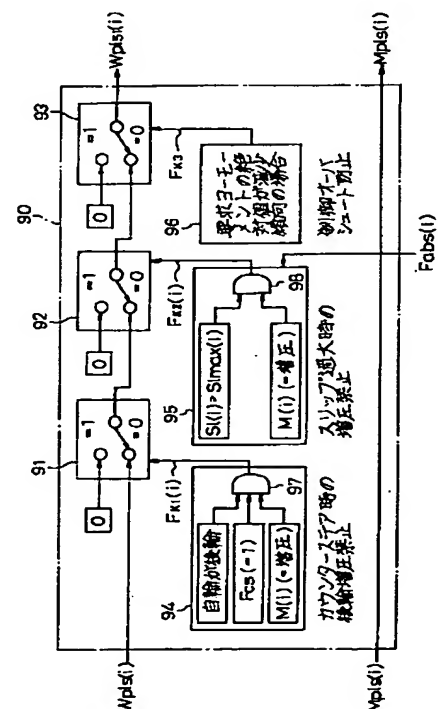
(74) 代理人 弁理士 長門 侃二

(54) 【発明の名称】 車両の旋回制御装置

(57) 【要約】

【目的】 制動旋回時、カウンタステア状態にあっても、車両に有効なヨーモーメントを発生させ、車両の旋回挙動を安定化させる車両の旋回制御装置を提供する。

【構成】 車両の旋回制御装置は、制動旋回時、カウンタステア状態では、後輪の制動力の増加を禁止し（91, 94）、前輪の制動力のみを減少させることで、その旋回状況に応じた有効なヨーモーメントを車両に発生させ、車両の安定した旋回挙動を確保する。



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の制動旋回時、選択した車輪相互の制動力に差を与え、この制動力差に基づき車両にヨーモーメントを発生させて車両の旋回を制御する車両の旋回制御装置において、

車両のカウンタステア状態を検出し、その検出信号を出力するカウンタステア検出手段と、

前記検出信号が出力されているときには、後輪制動力の増加を規制する規制手段とを具備したことを特徴とする車両の旋回制御装置。

【請求項2】 前記ヨーモーメントを発生させる発生手段は、車両の旋回方向でみて外側の前輪及び内側の後輪を対象車輪として、これら対象車輪の一方の制動力を増加させ且つ他方の制動力を減少させるものであり、前記規制手段は、前記検出信号の出力を受け、前記内側の後輪での制動力増加を規制することを特徴とする請求項1に記載の車両の旋回制御装置。

【請求項3】 前記発生手段は、車両のヨーレイトを検出するヨーレイトセンサと、車両のステアリングハンドルのハンドル角を検出するハンドル角センサと、車輪のスリップ率が通常の範囲にある通常制動時には前記ヨーレイトセンサの出力に基づいて車両の旋回方向を検出する一方、車輪のスリップ率が前記通常の範囲を越えた車両の限界制動時には前記ハンドル角センサの出力に基づいて車両の旋回方向を検出する旋回検出手段とを含むことを特徴とする請求項2に記載の車両の旋回制御装置。

【請求項4】 車両にはアンチスキッドブレーキ制御装置が組み込まれており、前記旋回検出手段は、前記アンチスキッドブレーキ制御装置が作動したとき、車両が限界制動時にあるとして判定する判定手段を含むことを特徴とする請求項3に記載の車両の旋回制御装置。

【請求項5】 前記カウンタステア検出手段は、車両のヨーレイトを検出するヨーレイトセンサと、車両のステアリングハンドルの操舵量を検出するハンドル角センサと、前記ヨーレイトセンサ及びハンドル角センサの出力に基づき、車両の旋回方向をそれぞれ検出する旋回検出手段と、前記旋回検出手段にて検出された旋回方向が不一致であるとき、カウンタステア状態を示す前記検出信号を出力する手段とを含むことを特徴とする請求項1に記載の車両の旋回制御装置。

【請求項6】 車輪のスリップ率が通常の範囲を越えた車両の限界制動時を検出し、その検出信号を出力する限界制動検出手段を更に含み、

前記規制手段は、前記カウンタステア検出手段及び前記限界制動検出手段から検出信号をそれぞれ受け取ったときに、後輪制動力の増加を規制することを特徴とする請求項1に記載の車両の旋回制御装置。

【請求項7】 前記ヨーモーメントを発生させる発生手段は、車両の目標ヨーレイトを設定する手段と、前記目標ヨーレイトと車両の実ヨーレイトとの間のヨーレイト

2

偏差及び前記ヨーレイト偏差の微分値に基づき、前記制動力差を設定する手段とを含むことを特徴とする請求項1に記載の車両の旋回制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】この発明は、制動旋回時、車輪の制動力を制御することにより、車両の旋回挙動を安定させる車両の旋回制御装置に関する。

【0002】

10 【従来の技術】この種の旋回制御装置は、例えば特開平3-112755号公報に開示されている。この公知の旋回制御装置は、旋回時、車両の目標ヨーレイトと実ヨーレイトとの間のヨーレイト偏差に基づき、左右車輪の制動力に差を与え、そして、その制動力差により車両にヨーモーメントを発生させて、その目標ヨーモーメントを得るようにしている。それ故、公知の旋回制御装置によれば、旋回時、車両におけるヨーモーメントの過不足が解消され、その旋回挙動の安定化が図れるものと考えられる。

20 【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、前述した公知の旋回制御装置にあっては、制動旋回時、車両の旋回方向とドライバのステアリングハンドルの操作方向とが不一致になるようなカウンタステアを考慮していない。このため、カウンタステア状態で、左右車輪間に制動力差を与えるべく後輪の制動力が増加されても、その後輪のコーナリングフォースはドライバが意図するヨーモーメントの発生の助けるものとはならないし、場合によってはそのヨーモーメントの発生に悪影響を与えることになる。

30 【0004】この発明は、上述した事情に基づいてなされたもので、その目的とするところは、カウンタステア状態でも、車両に適切な方向のヨーモーメントを発生させ、車両の旋回挙動を確実に安定させることができる車両の旋回制御装置を提供することにある。

【0005】

40 【課題を解決するための手段】上記の目的は、この発明の車両の旋回制御装置によって達成され、請求項1の旋回制御装置は、上述したタイプの旋回制御装置において、車両のカウンタステア状態を検出し、その検出信号を出力するカウンタステア検出手段と、カウンタステア検出手段から検出信号が出力されているときには、後輪制動力の増加を規制する規制手段とを備えている。

50 【0006】請求項2の旋回制御装置において、車両にヨーモーメントを発生させる発生手段は、車両の旋回方向でみて外側の前輪及び内側の後輪を対象車輪として、これら対象車輪の一方の制動力を増加させ且つ他方の制動力を減少させるものであり、この場合、規制手段は、カウンタステア手段からの検出信号の出力を受けて、内側後輪での制動力の増加を規制するものになっている。

3

【0007】請求項3の旋回制御装置の場合、ヨーモーメントを発生させる発生手段は、車両のヨーレイトを検出するヨーレイトセンサと、車両のステアリングハンドルの操舵量を検出するハンドル角センサと、車輪のスリップ率が通常の範囲にある通常制動時にはヨーレイトセンサの出力に基づいて車両の旋回方向を検出する一方、車輪のスリップ率が通常の範囲を越えた車両の限界制動時にはハンドル角センサの出力に基づいて車両の旋回方向を検出する旋回検出手段とを備えている。

【0008】請求項4の旋回制御装置は、アンチスキッドブレーキ制御装置が組み込まれている車両に適用され、この場合、その旋回検出手段は、アンチスキッドブレーキ制御装置が作動したとき、車両が限界制動時にあるとして判定する判定手段を備えている。請求項5の旋回制御装置の場合、カウンタステア検出手段は、車両のヨーレイトを検出するヨーレイトセンサと、車両のステアリングハンドルのハンドル角を検出するハンドル角センサと、ヨーレイトセンサ及びハンドル角センサの出力に基づき、車両の旋回方向をそれぞれ検出する旋回検出手段と、この旋回検出手段にて検出された旋回方向が不一致であるとき、カウンタステア状態を示す検出信号を出力する手段とを備えている。

【0009】請求項6の旋回制御装置は、車輪のスリップ率が通常の範囲を越えた車両の限界制動時を検出し、その検出信号を出力する限界制動検出手段を更に備えており、そして、この場合、規制手段は、カウンタステア検出手段及び限界制動検出手段から検出信号をそれぞれ受け取ったときに、後輪制動力の増加を規制するものとなっている。

【0010】請求項7の旋回制御装置の場合、車両にヨーモーメントを発生させる発生手段は、車両の目標ヨーレイトを設定する手段と、その目標ヨーレイトと車両の実ヨーレイトとの間のヨーレイト偏差及びヨーレイト偏差の微分値に基づき、車輪間の制動力差を設定する手段とを備えている。

【0011】

【作用】請求項1、2の旋回制御装置によれば、制動旋回時、カウンタステア状態にあっては後輪における制動力の増加が規制されるので、その後輪の制動力及びコーナリングフォースが変化することはない。この場合には、他の車輪の制動力のみが減少されることで、車体に有効なヨーモーメントが発生する。

【0012】請求項3の旋回制御装置によれば、カウンタステア状態では、ハンドル角センサの出力に基づき、車両の旋回方向が検出されるので、この場合、ドライバのステアリングハンドル操作でみて外側となる前輪の制動力が減少され、車体に有効なヨーモーメントが発生する。請求項4の旋回制御装置によれば、アンチスキッドブレーキ制御装置が作動したとき、車両が限界制動時にあるとして判定され、この場合、車両の旋回方向はハン

4

ドル角センサの出力に基づいて検出される。

【0013】請求項5の旋回制御装置によれば、車両の実際の旋回方向とドライバの意図する旋回方向が不一致であるとき、カウンタステア状態であると判定される。請求項6の旋回制御装置によれば、カウンタステア状態に加え、車両が限界制動時にあるときに、後輪での制動力増加が規制される。請求項7の旋回制御装置によれば、車両の旋回状態を正確に示す車両のヨーレイト偏差及びその微分値に基づき、車輪間に与えるべき制動力差が設定される。

【0014】

【実施例】図1を参照すると、車両のブレーキシステムが概略的に示されている。このブレーキシステムはタンデム型のマスタシリンダ1を備えており、マスタシリンダ1は真空ブレーキブースタ2を介してブレーキペダル3に接続されている。マスタシリンダ1の一对の圧力室はリザーバ4にそれぞれ接続されている一方、これらの圧力室からはメインブレーキ管路5、6が延びている。

【0015】メインブレーキ管路5、6は液圧ユニット(HU)7内を延び、そして、これらメインブレーキ管路5、6は一对の分岐ブレーキ管路にそれぞれ分岐されている。メインブレーキ管路5からの分岐ブレーキ管路8、9は左前輪FWL及び右後輪RWRのホイールブレーキ(図示しない)にそれぞれ接続されており、メインブレーキ管路6からの分岐ブレーキ管路10、11は右前輪FWR及び左後輪RWLのホイールブレーキ(図示しない)にそれぞれ接続されている。従って、各車輪のホイールブレーキはクロス配管形式でタンデムマスタシリンダ1に接続されている。

【0016】各分岐ブレーキ管路8、9、10、11には電磁弁がそれぞれ介挿されており、各電磁弁は入口バルブ12と出口バルブ13とから構成されている。なお、後輪のホイールブレーキとその対応する電磁弁、即ち、入口バルブ12との間にはプロポーションバルブ(PV)がそれぞれ介挿されている。分岐ブレーキ管路8、9側において、その一对の電磁弁はその出口バルブ13が戻り経路14を介してリザーバ4に接続されており、また、分岐ブレーキ管路10、11側においても、その一对の電磁弁の出口バルブ13が戻り経路15を介してリザーバ4に接続されている。従って、各車輪のブレーキ圧はそのホイールブレーキ内の圧力を入口バルブ及び出口バルブの開閉により給排することで制御される。

【0017】メインブレーキ管路5、6のそれぞれにはその途中にポンプ16、17の吐出口が逆止弁を介して接続されており、これらポンプ16、17は共通のモータ18に連結されている。一方、ポンプ16、17の吸い込み口は逆止弁を介して戻り経路14、15にそれぞれ接続されている。更に、メインブレーキ管路5、6には、ポンプ16、17との接続点よりも上流部分に電磁

10

20

30

40

50

5

弁からなるカットオフバルブ19、20が介挿されており、また、これらカットオフバルブ19、20をバイパスするようにしてリリーフバルブ21がそれぞれ配設されている。ここで、カットオフバルブ19、20はカットオフバルブユニット(CVU)22を構成している。

【0018】前述した入口及び出口バルブ12、13やカットオフバルブ19、20、また、モータ18は、電子制御ユニット(ECU)23に電氣的に接続されている。より詳しくは、ECU23は、マイクロプロセッサ、RAM、ROMなどの記憶装置、また、入出力インターフェースなどから構成されており、バルブ12、13、19、20及びモータ18は出力インターフェースに接続されている。

【0019】一方、ECU23の入力インターフェースには、各車輪に設けた車輪速センサ24や、モータ18の回転速度を検出する回転速度センサ25が電氣的に接続されている。なお、図1においては作図上の都合から、モータ18とECU23との間の接続及び回転速度センサ25とECU23との間の接続は省略されている。更に、図2に示されているようにECU23の入力インターフェースには、車輪速センサ24や回転速度センサ25以外に、ハンドル角センサ26、ペダルストロークセンサ27、前後Gセンサ28、横Gセンサ29及びヨーレイトセンサ30が電氣的に接続されている。

【0020】ハンドル角センサ26は車両のステアリングハンドルの操舵量、即ち、ハンドル角を検出し、ペダルストロークセンサ27はブレーキペダル3の踏み込み量、即ち、ペダルストロークを検出する。前後G及び横Gセンサ28、29は車両の前後方向及び横方向に作用する前後加速度及び横加速度をそれぞれ検出し、ヨーレイトセンサ30は車両の上下方向を軸とする各速度即ちヨー角速度を検出する。

【0021】ECU23は上述の各種センサのセンサ信号に基づき種々の車両運動制御に従い、HU7及びCV20の作動を制御する。車両運動制御としては、図2中、ECU23のブロック内に示されているように、車両が旋回中にあるときのヨーモーメント制御、トラクションコントロール(TCL)制御、アンチスキッドブレーキ(ABS)制御、前後輪制動力配分制御などがある。

【0022】図3を参照すると、ECU23の機能のうちでヨーモーメント制御に関連した機能がより詳しく示されており、また、図4にはそのヨーモーメント制御関連の機能を実行するメインルーチンが示されている。なお、メインループの制御周期Tは例えば8msecに設定されている。まず、前述した各種センサからのセンサ信号がECU23に供給されると、ECU23はセンサ信号にフィルタ処理(図3のブロック32)を施す。ここでのフィルタ処理には再帰型1次ローパスフィルタが使用されている。なお、以下、特に記載しない限り、以下の

6

フィルタ処理にも再帰型1次ローパスフィルタが使用されるものとする。

【0023】フィルタ処理済みのセンサ信号、即ち、車輪速 $V_w(i)$ 、ハンドル角 θ 、ペダルストローク St 、前後加速度 G_x (前後 G_x)、横加速度 G_y (横 G_y)及びヨーレイト γ は、図4のステップS1にて読み込まれ、そして、これらセンサ信号に基づいて車両の運動状態を示す情報及びドライバの運転操作を判断するため情報が算出される(ステップS2)。

【0024】なお、ステップS1において、車輪速 V_w に付した(i)は、各車輪の車輪速を纏めて示すためのものであって、iはその車輪を特定する1から4まで整数である。例えば、 $i=1$ は左前輪、 $i=2$ は右前輪、 $i=3$ は左後輪、 $i=4$ は右後輪を表す。なお、以降の参照符号に付したiもまた同様な意味で使用する。図3でみた場合、ステップS2の実行はその演算部34、36でそれぞれ表されており、演算部34では車輪速 $V_w(i)$ 、前後 G_x 、横 G_y 及びヨーレイト γ に基づき、車両の運動状態が算出され、そして、演算部36ではハンドル角 Th 及びペダルストローク St に基づき、ドライバによるステアリングハンドルやブレーキペダルの操作状況が判断される。

【0025】：車両の運動状態：

基準車輪速：まず、車輪速 $V_w(i)$ の中から基準車輪速 V_s が選択されるが、ここで、基準車輪速 V_s はその駆動制御による車輪のスリップの影響を受け難い車輪、具体的には車両が非制動時の場合にあっては非駆動輪のうちで速い方の車輪速 V_w に設定され、制動時の場合には車輪速 $V_w(i)$ 中最速の車輪速 V_w に設定される。なお、車両が非制動時にあるか否かは後述するブレーキペダル3のペダル操作によって設定されるブレーキフラグ Fb により判定される。

【0026】車体速：次に、基準車輪速 V_s に対して、車両が旋回中にある場合の内外輪間の速度差及び前後輪間の速度比を考慮して、車両の重心位置での重心速度を算出し、そして、この重心速度に基づいて車体速度を決定する。まず、ヨーレイト γ 、フロントトレッド Tf 、 Tr を使用すれば、前輪間及び後輪間での内外輪速度差 ΔV_{if} 、 ΔV_{ir} はそれぞれ次式で表される。

【0027】 $\Delta V_{if} = \gamma \times Tf$

$\Delta V_{ir} = \gamma \times Tr$

従って、ここで、前輪間及び後輪間での平均内外輪速度差 ΔV_{ia} は、次式で表される。

$\Delta V_{ia} = \gamma \times (Tf + Tr) / 2$

また、前後輪間の速度比に関しては、車両の旋回中心が後車軸の延長線上にあり且つ車両が右旋回していると仮定した場合に、右側及び左側の前後輪間の速度比 R_{vr} 、 R_{vl} は次式でそれぞれ表される。

【0028】 $R_{vr} = \cos(\delta)$

$R_{vl} = \cos(\delta)$

7

従って、左右に拘わらず前後輪間速度比 R_v は $\cos(\delta)$ で表すことができる。なお、上式中、 δ は前輪舵角（ハンドル角／ステアリングギヤ比）を表している。

【0029】しかしながら、上式は車両が低速時（より正確には横 G_y が小さいとき）にしか成立しないため、前後輪間速度比 R_v による重心速度の補正は以下に示すように低速時のみに限定する。

$V_{bm} \geq 30 \text{ km/h}$ の場合、 $R_v = 1$

$V_{bm} < 30 \text{ km/h}$ の場合、 $R_v = \cos(\delta)$

ここで、 V_{bm} は前回のルーチンにて算出された車体速を示しており、この車体速 V_b の算出に関しては後述する。

【0030】ここで、車両が前輪駆動車（FF車）であるとする、非制動時での旋回中、基準車輪速 V_s は車両の後外輪の車輪速に追従するので、その基準車輪速 V_s に平均内外輪速度差 ΔV_{ia} の $1/2$ と、後車軸での速度と重心での速度の速度差による補正を加えることで、重心速度が得られる。しかしながら、その算出式の複雑化を避けるため、重心速度を前車軸での速度と後車軸での速度との中間値であるとすれば、フィルタ処理前の重心速度 V_{cg0} は次式により算出することができる。

【0031】

$V_{cg0} = (V_s - \Delta V_{ia} / 2) \times (1 + (1 / R_v) / 2$
一方、制動時での旋回中にある場合は、基準車輪速 V_s は車両の前外輪の車輪速に追従すると考えることができるから、この場合、基準車輪速 V_s に平均内外輪速度差 ΔV_{ia} の $1/2$ と、前車軸での速度と重心での速度との速度差を補正することにより、フィルタ処理前の重心速度 V_{cg0} を下式から求めることができる。

【0032】

$V_{cg0} = (V_s - \Delta V_{ia} / 2) \times (1 + R_v) / 2$

この後、重心速度 V_{cg0} はフィルタ処理（ $f_c = 6 \text{ Hz}$ ）により連続して2回処理されて重心速度 V_{cg} （ $= \text{LPF}(\text{LPF}(V_{cg0}))$ ）が得られる。なお、重心速度 V_{cg} の算出にあたり、車両が非制動時であるか否かに関しては前述したブレーキフラグ F_b に基づいて判定される。

【0033】通常、重心速度 V_{cg} は車体速度 V_b に一致するので、車体速 V_b には重心速度 V_{cg} が設定される。即ち、車体速 V_b は通常、下式により算出される。

$V_b = V_{cg}$

しかしながら、基準車輪速 V_s を有する選択車輪がロック傾向に陥り、その選択車輪に対してもABS制御が開始される状況にあっては、選択車輪のスリップに追従して基準車輪速 V_s が沈み込み、実際の車体速よりも大きく低下してしまう。

【0034】それ故、このような状況に至ると、車体速度 V_s は前後 G_x に基づき、以下の分離条件で重心速度 V_{cg} から分離し、そして、以下の勾配で減少するものとして推定される。分離判定値を G_{xs} とした場合、 $dV_{cg}/dt \leq G_{xs}$ の状態が50 msec継続しているか、又は、 dV_{cg}

8

$/dt \leq -1.4g$ の条件を満たすとき、車体速度 V_s は重心速度 V_{cg} から分離して推定される。

【0035】ここで、分離判定値 G_{xs} は下式により設定されている。

$G_{xs} = -(|G_x| + 0.2)$ 但し、 $-1.4g \leq G_{xs} \leq -0.35g$

上述した分離条件が満たされると、車体速度 V_s は下式に基づいて推定される。

$V_b = V_{bm} - \Delta G$

10 V_{bm} は分離条件が満たされる前の車体速度を示しており、 ΔG は以下の条件で設定される勾配を示している。

【0036】 $\Delta G = (|G_x| + 0.15)$ 但し、 $-1.2g \leq \Delta G \leq -0.3g$

車体速 V_b が重心速度 V_{cg} から分離して推定されているとき、その重心速度 V_{cg} に復帰する条件、即ち、分離終了条件は以下の通りである。

$V_{cg} > V_{bm}$

スリップ率：次に、算出した車体速 V_b に対し、前述した平均内外輪速度差 V_{ia} 及び前後輪速度比 R_v の補正を加え、下式に基づき各車輪位置での参照車輪位置速度 $V_r(i)$ を算出する。

【0037】

$V_r(i) = V_b \times 2 / (1 + R_v) + (or -) V_{ia} / 2$

ここで、上式中、第2項の正負記号に関し、車両が右旋回の場合、外側の前後輪に対応した参照車輪位置速度では（+）、内側の前後輪の前後輪に対応した参照車輪位置速度では（-）となり、これに対し、車両が左旋回の場合、その正負は逆になる。

30 【0038】そして、各車輪のスリップ率 $S_l(i)$ は下式により算出された後、その算出値をフィルタ処理（ $f_c = 10 \text{ Hz}$ ）して得られる。

$S_{l0}(i) = (V_r(i) - V_w(i)) / V_r(i)$

$S_l(i) = \text{LPF}(S_{l0}(i))$

なお、 $S_{l0}(i)$ はフィルタ処理前のスリップ率を示している。

【0039】重心スリップ角速度：車両の旋回中心に対する角速度（車両の公転速度）を ω としたとき、重心スリップ角速度 $d\beta$ とヨーレート γ との関係は次式で表される。

40 $\gamma = d\beta (= \beta g) + \omega \quad \beta g$; 重心スリップ角

ここで、重心スリップ角 βg が小であると仮定し、車速を V とすれば、下式が成立する。

【0040】 $G_y = V \times \omega$

$V_b = V \times \cos(\beta g) = V$

上記の3式から ω 、 V を消去すれば、フィルタ処理前の重心スリップ角速度 $d\beta_0$ は、下式から得られる。

$d\beta_0 = \gamma - G_y / V_b$

ここでも、重心スリップ角速度 $d\beta_0$ をフィルタ処理（ $f_c = 2 \text{ Hz}$ ）することにより、次式に示すように重心スリップ角速度 $d\beta$ が得られる。

50

9

【0041】 $d\beta = LPF(d\beta_0)$

なお、車両の旋回方向に拘わらず、重心スリップ角速度 $d\beta$ の正負をアンダステア (US) 側が正、オーバステア (OS) 側で負とするため、車両の右旋回時には、算出した重心スリップ角速度 $d\beta$ に (−) を乗算し、その正負を反転させる。

【0042】また、車両の低速時、即ち、 $Vb < 10\text{km/h}$ の条件が満たされるときには、計算のオーバフローを防止するため、重心スリップ角速度 $d\beta$ の算出を禁止し、その重心スリップ角速度 $d\beta$ を 0 とする。

：運転操作の判断：

ハンドル角速度；今、ハンドル角 θ が図5に示すように変化したとする。

【0043】ここで、ハンドル角 θ に変化が生じた場合でのハンドル角速度 θa は、ハンドル角 θ の変化量をその変化に要した時間で割って求めることができる。例えば、図5に示されるように時刻 n を基準とし時刻 $n+4$ にてハンドル角 θ が $\Delta\theta(n+4)$ だけ変化したとすると、時刻 $n+4$ でのハンドル角速度 $\theta a_0(n+4)$ は、次式により算出される。

【0044】 $\theta a_0(n+4) = \Delta\theta(n+4) / (4 \times T)$

なお、 T は前述したようにメインルーチンの制御周期である。一方、ハンドル角 θ の変化がない状況では、ハンドル角速度 θa は、ハンドル角 θ が最後に変化した時の変化方向と同一方向にハンドル角 θ が最小変化量 $\Delta\theta_{\min}$ だけ変化したと仮定し、その最小変化量 $\Delta\theta_{\min}$ を変化に要した時間で割って求められている。例えば時刻 $n+2$ でのハンドル角速度 $\theta a_0(n+2)$ は、次式により算出される。

【0045】 $\theta a_0(n+2) = \Delta\theta_{\min} / (2 \times T)$

ここでも、ハンドル角速度 θa_0 がフィルタ処理 ($f_c = 2\text{Hz}$) されることで、次式からハンドル角速度 θa が算出される。

$\theta a = LPF(\theta a_0)$

ハンドル角速度実効値：ハンドル角速度実効値 θae は、次式に示す如くハンドル角速度 θa の絶対値をフィルタ処理して得られる。

【0046】 $\theta ae = LPF(|\theta a|)$

ここでのフィルタ処理では、その f_c (カットオフ周波数) の値がハンドル角 θa が増大側であるか減少側であるか否か、つまり、その値の正負によって異なっており、例えばハンドル角 θa が増加する方向では $f_c = 20\text{Hz}$ 、逆に、ハンドル角 θa が減少する方向では $f_c = 0.32\text{Hz}$ に設定されている。

【0047】ブレーキペダルのペダルストローク速度：ペダルストローク速度 Vst は、下式に示されているようにペダルストローク St の差分をフィルタ処理 ($f_c = 1\text{Hz}$) して得られる。

$Vst = LPF(St(n) - St(n-1))$

ここで、 $St(n-1)$ は前回のルーチンにて読み込んだペ

10

ダルストロークであり、 $St(n)$ は今回のルーチンにて読み込んだペダルストロークを示す、

ブレーキペダルのブレーキフラグ：前述したブレーキフラグ Fb は、ペダルストローク St 又はペダルストローク速度 Vst に基づいて以下のように設定される。

【0048】 $St > Ste$ 又は $Vst > 50\text{mm/s}$ の条件が満たされるとき、 $Fb = 1$

上記の条件以外の時、 $Fb = 0$

ここで、 Ste は、ブレーキペダル3の踏み込みによりマスタシリンダ2内にて圧力が実際に立ち上がる踏み込み量である。ブレーキフラグ Fb は、前述したように基準車輪速 Vs の選択や、重心速度 Vcg の算出の際に使用される。

【0049】ブレーキペダルの踏み増しフラグ：踏み増しフラグ Fpp は、ペダルストローク速度 Vst に基づいて以下のように設定される。

$Vst > 50\text{mm/s}$ の場合、 $Fpp = 1$

$Vst < 20\text{mm/s}$ の場合、 $Fpp = 0$

上述した踏み増しフラグ Fpp の設定ルーチンは図6に示されている。この設定ルーチンでは、ペダルストローク速度 Vst が読み込まれると (ステップS201)、ステップS202、S204での判別結果に基づき、踏み増しフラグ Fpp が設定される (ステップS203、S205)。

【0050】：旋回判定：

上述したようにして車両の運動状態を示す各種の情報や、ドライバの運転操作を判断する各種の情報が得られると、図4でみて、次のステップS3では、車両の旋回判定が実施される。図3でみた場合、旋回方向の判定は演算部38にて実施され、その詳細は図7に示されている。また、ステップS3の詳細は図8の判定ルーチンに示されている。

【0051】ここでは、ハンドル角 θ とヨーレイト γ に基づき、車両の旋回方向及びバウスタが判定される。まず、ハンドル角 θ に基づき、図7中のブロック内に示したマップ $M\theta$ からハンドル角ベースの旋回方向フラグ Fds が決定される。具体的には、ハンドル角 θ が 10deg を正の方向に越えると、旋回方向フラグ Fds に1がセットされ、この場合、その旋回方向フラグ Fds は車両が右旋回していること示す。これに対し、ハンドル角 θ が -10deg を負の方向に越えると、旋回方向フラグ Fds に0がセットされ、その旋回方向フラグ Fds は車両が左旋回していること示す。

【0052】ここでのハンドル角ベースの旋回方向フラグ Fds の設定は、図8中ステップS301～S304に示されている。なお、ハンドル角 θ が $-10\text{deg} \leq \theta \leq 10\text{deg}$ の範囲にある場合、旋回方向フラグ Fds は前回のルーチンにて設定された値に維持される。一方、ヨーレイト γ に基づき、図7中のブロック内に示したマップ $M\gamma$ からヨーレイトベースの旋回方向フラグ Fdy が決定される。具体的には、ヨーレイト γ が 2deg を正の方向に越えると、

11

旋回方向フラグFdyに1がセットされ、この場合、その旋回方向フラグFdyは車両が右旋回していることを示す。これに対し、ヨーレイト γ が-2degを負の方向に越えると、旋回方向フラグFdyに0がセットされ、その旋回方向フラグFdyは車両が左旋回していること示す。

【0053】ここでのヨーレイトベースの旋回方向フラグFdyの設定は、図8中ステップS305からS308に示されており、また、ヨーレイト γ が $-2\text{deg} \leq \theta \leq 2\text{deg}$ の範囲にある場合、旋回方向フラグFdyが前回のルーチンにて設定された値に維持されることは言うまでもない。上述したようにして旋回方向フラグFds、Fdyが設定されると、これらのうちの一方が図7中のスイッチSWfにより、旋回フラグFdとして選択される。スイッチSWfは、図7中の判定部40から出力される切り替え信号によって切り替えられる。

【0054】即ち、少なくとも1つの前輪にABS制御が作動しており且つブレーキフラグFbに1が設定されている条件が満たされると、判定部40はスイッチSWfを図7中破線の矢印で示すように上側に切り替える切り替え信号を出力し、この場合、旋回フラグFdには下式に示すようにハンドル角ベースの旋回方向フラグFdsが選択される。

【0055】 $Fd = Fds$

しかしながら、上記の条件が満たされない場合、スイッチSWfは実線の矢印で示されているように切り替えられており、この場合、旋回フラグFdには下式に示すようにヨーレイトベースの旋回方向フラグFdyが選択される。

$Fd = Fdy$

ここでの旋回フラグFdの設定は図8中ステップS309～S311に示されている。

【0056】更に、旋回フラグFdが設定された後、図8中のステップS312では、旋回方向フラグFdsと旋回方向フラグFdyとの値が一致しているか否かが判別され、ここでの判別結果が真(Yes)の場合、つまり、車体のヨーイングの方向とステアリングハンドルの操作方向が不一致の場合には、カンタステアフラグFcsに1がセットされる(ステップS314)。

【0057】これに対し、ステップS312、S313の何れかの判別結果が偽(No)となる場合には、カウンタステアフラグFcsに0がセットされる(ステップS315)。

：目標ヨーレイトの計算：

次に、図4のルーチンにてステップS3からステップS4に進むと、図3の演算部39にて車両の目標ヨーレイトが計算され、その詳細は図9のブロック線図に示されている。

【0058】まず、車体速Vb及び前輪舵角 δ が演算部42に供給され、ここで、定常ゲインを求めた後、その定常ゲインにブロック44、46で示すように2段階のフィルタ処理を施すことにより、目標ヨーレイト γ_t が

12

計算される。ここで、前輪舵角 δ は前述したようにステアリングギヤ比を ρ とすると、次式で表される。

【0059】 $\delta = \theta / \rho$

定常ゲインは車両の操舵に対するヨーレイト応答の定常値を示しており、これは車両の線形2輪モデルから導くことができ、第1段のフィルタ処理はノイズ除去用のローパスフィルタ(LPF1)が使用され、第2段のフィルタ処理には1次遅れ応答用のローパスフィルタ(LPF2)が使用される。

【0060】従って、目標ヨーレイト γ_t は、次式から算出される。

$\gamma_t = \text{LPF2} \left(\text{LPF1} \left(Vb / (1 + A \times Vb^2) \right) \times (\delta / L) \right)$

上式において、Aはスタビリティファクタ、Lはホイールベースをそれぞれ示している。

：要求ヨーモーメント計算；

先のステップS4にて目標ヨーレイト γ_t が算出されると、図3では演算部41、また、図4のルーチンではステップS5にて要求ヨーモーメントが計算され、これら演算部41及びステップS5の詳細は図10のブロック線図及び図11のフローチャートにそれぞれ示されている。

【0061】まず、図10でみて、その減算部48では目標ヨーレイト γ_t と検出したヨーレイト γ との間のヨーレイト偏差 $\Delta\gamma$ が算出される。これは、図11でみてステップS501、S502に示されている。ここで、ステップS502では、ヨーレイト偏差 $\Delta\gamma$ の正負をアンダステア(US)側で正、オーバステア(OS)側で負として統一するため、車両の左旋回時にはヨーレイト偏差 $\Delta\gamma$ の正負を反転させる。なお、車両の旋回方向は前述した旋回フラグFdの値に基づいて判定することができる。

【0062】更に、ステップS502では、算出したヨーレイト偏差 $\Delta\gamma$ の絶対値をフィルタ処理することで、下式に示すように最大ヨーレイト偏差 $\Delta\gamma_{\max}$ が算出される。

$\Delta\gamma_{\max} = \text{LPF}(|\Delta\gamma|)$

ここでのフィルタ処理では、ヨーレイト偏差 $\Delta\gamma$ が増大しているか減少しているかによって、そのfcの値が異なり、例えば、その増大側では $fc=10\text{Hz}$ 、その減少側では $fc=0.08\text{Hz}$ に設定されている。

【0063】なお、ヨーモーメント制御が終了したとき(後述するヨーモーメント制御開始終了フラグFymが0のとき)、最大ヨーレイト偏差 $\Delta\gamma_{\max}$ は、下式に示されるようにヨーレイト偏差 $\Delta\gamma$ の絶対値に設定される。

$\Delta\gamma_{\max} = |\Delta\gamma|$

次に、ヨーレイト偏差 $\Delta\gamma$ は図10の微分部50にて下式に示すように、その微分値つまり差分が算出された後、フィルタ処理($fc=5\text{Hz}$)されてヨーレイト偏差微分値 $\Delta\gamma_s$ が得られる。

【0064】 $\Delta\gamma_s = \text{LPF}(\Delta\gamma - \Delta\gamma_m)$

10

20

30

40

50

13

上式中、 $\Delta \gamma_m$ は前回のルーチンで算出されたヨーレイト偏差である。また、ここでも、ヨーレイト偏差 $\Delta \gamma$ の場合と同様な理由から、車両の左旋回時、ヨーレイト偏差微分値 $\Delta \gamma_s$ の正負は反転されることになる。上述したヨーレイト偏差微分値 $\Delta \gamma_s$ の算出ステップは、図11のステップS503に示されている。

【0065】この後、図10に示されているようにヨーレイト偏差微分値 $\Delta \gamma_s$ には乗算部52にてフィードバックゲイン、即ち、比例ゲイン K_p が乗算されるとともに、ヨーレイト偏差 $\Delta \gamma$ には乗算部54にて積分ゲイン K_i が乗算され、そして、これらの乗算値は加算部56にて加算される。更に、加算部56から出力される加算値には、乗算部58にて補正值 C_{pi} が乗算されることで、要求ヨーモーメント γ_d が得られる。

【0066】ここで、補正值 C_{pi} は、車両が制動時であるか否かによって異なる値をとり、例えば以下のように設定されている。

制動時 ($F_b=1$) の場合、 $C_{pi}=1.0$

非制動時 ($F_b=0$) の場合、 $C_{pi}=1.5$

上述した要求ヨーモーメント γ_d の算出は、図11のルーチンではステップS504、S505にて実施される。

【0067】ステップS504は、上述した比例及び積分ゲイン K_p 、 K_i を算出するステップであり、比例ゲイン K_p の算出手順は図12のブロック線図に示されている。比例ゲイン K_p は、USでの旋回時とOSでの旋回時とで異なる基準値 K_{pu} (例えば、 $4\text{kgm/s}/(\text{deg/s}^2)$)、 K_{po} (例えば、 $5\text{kgm/s}/(\text{deg/s}^2)$) を有しており、これら基準値 K_{pu} 、 K_{po} の使用はスイッチ S_{Wp} により選択される。スイッチ S_{Wp} は判定部60からの判定信号にて切り替えられ、この判定部60は前述したヨーレイト偏差微分値 $\Delta \gamma_s$ が0以上となるUS時に、スイッチ S_{Wp} を基準値 K_{pu} 側に切り替える判定信号を出力する。

【0068】スイッチ S_{Wp} から出力された基準値には乗算部62、64、66にて補正係数 K_{p1} 、 K_{p2} 、 K_{p3} が順次乗算され、これにより、比例ゲイン K_p が算出される。従って、比例ゲイン K_{p1} は、次式により算出される。

US時； $K_p = K_{pu} \times K_{p1} \times K_{p2} \times K_{p3}$

OS時； $K_p = K_{po} \times K_{p1} \times K_{p2} \times K_{p3}$

車両が限界走行領域に至る以前の段階で、車体に対するヨーモーメント制御が作動されてしまうと、ドライバに違和感を与えてしまうため、補正係数 K_{p1} はヨーレイト偏差 $\Delta \gamma$ 又は車体の横 G_y が大となる時のみ比例ゲイン K_p が有効に働くように、この比例ゲイン K_p を補正するものであり、具体的には図13の算出ルーチンに従って算出される。

【0069】図13の算出ルーチンにおいて、先ず、最大ヨーレイト偏差 $\Delta \gamma_{\max}$ が 1.0deg/s を越えたか否かが判別され (ステップS506)、ここでの判別結果が真の場合、補正係数 K_{p1} に1.0が設定される (ステップS50

14

7)。一方、ステップS506での判別結果が偽の場合にあっては、車体の横 G_y の絶対値が下式で示すようにフィルタ処理され、その平均横 G_{ya} が算出される (ステップS508)。

【0070】 $G_{ya} = \text{LPF} (|G_y|)$

ここで、フィルタ処理の f_c は、横 G_y の増大側にあるとき $f_c=20\text{Hz}$ 、減少側にあるとき $f_c=0.23\text{Hz}$ に設定されている。この後、車体速 V_b に基づいて参照横 G_{yr} が算出される (ステップS509)。具体的には、ECU23の記憶装置には、図14に示すようなマップが予め準備されており、このマップから車体速 V_b に基づき、参照横 G_{yr} が読み出される。マップから明らかなように車体速 V_b が高速領域にあるときには走行が不安派となり易いので、車体速 V_b に対する参照横 G_{yr} は低く設定されている。

【0071】上述したようにして平均横 G_{ya} 及び参照横 G_{yr} とが算出されると、平均横 G_{ya} が参照横 G_{yr} よりも大きいかが判別され (ステップS510)、ここでの判別結果が真の場合、補正係数 K_{p1} に1.0が設定される (ステップS507)。これに対し、その判別結果が偽の場合にあっては、補正係数 K_{p1} に0.05が設定される (ステップS511)。

【0072】補正係数 K_{p2} に関しては以下の理由から比例ゲイン K_p を補正するために使われている。即ち、目標ヨーレイトに対しヨーレイト γ を単純に追従させると、路面が低 μ 路の場合、図15(a)に示されているように車体の横力がその限界値に達し、車体の重心スリップ角 β が増大する結果、車体がスピンしてしまう虞があり、これを防止するために補正係数 K_{p2} が設定される。つまり、補正係数 K_{p2} が適切に設定されると、図15(b)に示されるように車体の重心スリップ角 β が小さく維持され、これにより、車体のスピンを防止できると考えられる。なお、図15中(c)は高 μ 路での場合を示している。

【0073】具体的には、補正係数 K_{p2} は図16に示す設定ルーチンにて決定される。ここでは先ず、重心スリップ角速度 $d\beta$ が読み込まれ (ステップS512)、この重心スリップ角速度 $d\beta$ に基づき基準補正係数 K_{cb} が図17に示すマップから読み出される (ステップS513)。図17から明らかなように基準補正係数 K_{cb} は例えば、重心スリップ角速度 $d\beta$ が 2deg/s 以上になると1.0の最大値から徐々に減少し、そして、 5deg/s 以上で0.1の最小値に維持される。

【0074】次のステップS514ではヨーレイト偏差 $\Delta \gamma$ が読み込まれ、そして、前述したようにヨーレイト偏差 $\Delta \gamma$ の正負に基づき、旋回中、その旋回がUSである否かが判別される (ステップS515)。ここでの判別結果が真の場合には、補正係数 K_{p2} に前記基準補正係数 K_{cb} が設定され (ステップS516)、その判別結果が偽の場合には補正係数 K_{p2} に1.0が設定される (ステップS5

15

17)。つまり、車両の旋回がUSである場合、補正係数 K_{p2} は重心スリップ角速度 $d\beta$ に基づいて設定されるが、しかしながら、OSであるときには補正係数 K_{p2} は定数1.0に設定される。

【0075】なお、図16中、ステップS519以降のステップに関しては後述する。一方、補正係数 K_{p3} は、以下の理由から比例ゲイン K_p を補正するために使用されている。即ち、車両が悪路を走行しており、ヨーレイトセンサ30の出力に振動成分が加わると、その振動成分の影響がヨーレイト偏差微分値 $\Delta\gamma_s$ に大きく現れ、制御の誤動作や制御性の悪化を招くことになる。それ故、補正係数 K_{p3} は比例ゲイン K_p を減少させて上述の不具合を防止する。

【0076】具体的には補正係数 K_{p3} の算出手順は、図18のブロック線図及び設定ルーチンに示されている。図18に示されているようにヨーレイトセンサ30から生じる出力であるヨーレイト γ_o と、前回のルーチンにて得られたヨーレイト γ_{om} とが減算部68に供給され（ステップS522）、この減算部68にてヨーレイト γ_o とヨーレイト γ_{om} との間の偏差、即ち、その微分値 $\Delta\gamma_o$ が算出される。

【0077】次に、微分値 $\Delta\gamma_o$ には第1フィルタ処理（ $f_c=12\text{Hz}$ ）及び第2フィルタ処理（ $f_c=10\text{Hz}$ ）が施された後、これらフィルタ処理された微分値の偏差が減算部70にて算出される。つまり、ヨーレイト γ_o の微分値 $\Delta\gamma_o$ にはバンドパスフィルタ処理が施される。この後、減算部70の出力である偏差は演算部72にてその絶対値がとられ、第3フィルタ処理（ $f_c=0.23\text{Hz}$ ）を経て、ヨーレイト振動成分 γ_v として出力される（ステップS523）。

【0078】従って、ヨーレイト振動成分 γ_v の算出は下式で示される。

$$\Delta\gamma_o = \gamma_o - \gamma_{om}$$

$$\gamma_v = \text{LPF3} (|\text{LPF1}(\Delta\gamma_o) - \text{LPF2}(\Delta\gamma_o)|)$$

このようにしてヨーレイト振動成分 γ_v が算出されると、図19のステップS524にて、そのヨーレイト振動成分 γ_v に基づき、補正係数 K_{p3} が算出される。具体的には、ここでも、図20に示すマップが予め準備されており、このマップからヨーレイト振動成分 γ_v に基づき、補正係数 K_{p3} が読み出される。図20から明かなように補正係数 K_{p3} は、例えばヨーレイト振動成分 γ_v が 10deg/s 以上になると1.0から減少し、 15deg/s 以上で0.2の一定値に維持される。

【0079】次に、図21を参照すると、前述した積分ゲイン K_i の算出手順がブロック線図で示されている。ここでも、比例ゲイン K_p の場合と同様に基準積分ゲイン K_{i0} （例えば、 $10\text{kgm/s}/(\text{deg/s})$ ）を使用し、この基準積分ゲイン K_{i0} に乗算部74、76にて順次補正係数 K_{i1} 、 K_{i2} を乗算することで、積分ゲイン K_i が算出されるようになっている。従って、積分ゲイン K_i は下式

16

から算出される。

$$【0080】 K_i = K_{i0} \times K_{i1} \times K_{i2}$$

補正係数 K_{i1} は、以下の理由から積分ゲイン K_i を減少させるために使用されている。即ち、前輪の操舵角が増加すると、目標ヨーレイト γ_t の誤差がヨーレイト偏差 $\Delta\gamma$ の誤差を更に拡大し、制御の誤動作を招く虞があるので、このような状況にあつては補正係数 K_{i0} により積分ゲイン K_i を減少する。

【0081】具体的には、補正係数 K_{i1} は、図22に示すマップからハンドル角 θ に基づいて設定される。図22から明かなようにハンドル角 θ の絶対値が 400deg 以上の大舵角時にあつては、ハンドル角 θ の増加に伴い、補正係数 K_{i1} はその最大値から徐々に減少し、ハンドル角 θ が 600deg 以上になると、0.5の最小値に維持されるようになっている。

【0082】一方、補正係数 K_{i2} は、前述した比例ゲイン K_p の補正係数 K_{p2} と同様な理由から積分ゲイン K_i を減少させるために使用されており、それ故、その算出手順は補正係数 K_{p2} の算出手順と同様に図16のルーチンに併せて示されている。図16のステップS518ではヨーレイト偏差微分値 $\Delta\gamma_s$ が読み込まれ、そして、そのヨーレイト偏差微分値 $\Delta\gamma_s$ の正負に基づき、車両の旋回がUSであるか否かが判別される（ステップS519）。ここでの判別結果が真であると、補正係数 K_{i2} に前述した基準補正係数 K_{cb} が設定され（ステップS520）、その判別結果が偽の場合には、補正係数 K_{i2} に最大値である1.0が設定される。

【0083】：ヨーモーメント制御：
前述したようにして要求ヨーモーメント γ_d が算出されると、図4のメインルーチンでは次のステップS6、また、図3では演算部78のヨーモーメント制御が実施され、演算部78の詳細は図23に示されている。先ず、図23のヨーモーメント制御において、その制御開始終了判定部80では要求ヨーモーメント γ_d に基づき、制御開始終了フラグ F_{ymc} が決定される。

【0084】具体的には、制御開始終了フラグ F_{ymc} は、図24の判定回路にて決定される。この判定回路はOR回路81を備え、このOR回路81の2つの入力端子には要求ヨーモーメント γ_d に応じたオンオフ信号が入力される。詳細には、OR回路81の一方の入力端子には、要求モーメント γ_d がOS側での閾値 γ_{os} （例えば -100kgm/s ）よりも小のときオン信号が入力され、他方の入力端子には要求モーメント γ_d がUS側での閾値 γ_{us} （例えば 200kgm/s ）よりも大のときオン信号が入力されるようになっている。従って、要求ヨーモーメント γ_d が何れか一方の閾値を越えたとき、OR回路81の出力端子からオン信号が出力され、このオン信号はフリップフロップ82のセット端子Sに入力される。この結果、フリップフロップ82の出力端子Qから制御開始終了フラグ F_{ymc} 、この場合、制御の開始を示す $F_{ymc}=1$

17

が出力される。

【0085】ここで、OS側の閾値 γ_{os} の絶対値(100kgm/s)はUS側の閾値 γ_{us} の絶対値(200kgm/s)よりも小さく、これにより、OS側では制御開始終了フラグ $F_{ymc}=1$ の出力タイミング、つまり、ヨーモーメント制御の開始タイミングは、US側での場合よりも早まることになる。一方、フリップフロップ82のリセット端子Rには、制御開始終了フラグ F_{ymc} のリセットタイミング、つまり、フリップフロップ82から $F_{ymc}=0$ の出力タイミングを決定するためのリセット信号が供給されるようになっている。

【0086】リセット信号を発生する回路は、図24に示されているようにスイッチ83を備えており、このスイッチ83は2つの入力端子を有している。スイッチ83の一方の入力端子には第1終了判定時間 t_{st1} (例えば152msec)が供給されており、他方の入力端子には第2終了判定時間 t_{st2} (例えば504msec)が供給されている。

【0087】スイッチ83は判定部84からの切り換え信号を受けて切り換えられるようになっており、ここで、判定部84は、車体の挙動が安定している場合、つまり、以下の条件が全て満たされている場合にはスイッチ83の出力端子から第1終了判定時間 t_{st1} を終了判定時間 t_{st} として出力させる第1切り換え信号を出力し、上記の条件のうち1つでも満たされない場合にはスイッチ83の出力端子から第2終了判定時間 t_{st2} を終了判定時間 t_{st} として出力させる第2切り換え信号を出力する。

【0088】条件：目標ヨーレート $\gamma_t < 10 \text{ deg/s}$ 且つヨーレート $\gamma < 10 \text{ deg/s}$ 且つハンドル角速度実効値 $\theta_a e < 200 \text{ deg/s}$

次に、終了判定時間 t_{st} の出力は判定部85に供給され、この判定部85では、ブレーキ圧の制御信号が保持又は非制御の状態(後述する制御モードM(i)が保持又は非制御モードである)が終了判定時間 t_{st} 以上継続し

US時： $\gamma_d > \gamma_{dus1}$ (=100kgm/s)の場合、 $F_{cus} = 1$

$\gamma_d < \gamma_{dus0}$ (=80kgm/s)の場合、 $F_{cus} = 0$

OS時： $\gamma_d < \gamma_{dos1}$ (=−80kgm/s)の場合、 $F_{cos} = 1$

$\gamma_d > \gamma_{dos0}$ (=−60kgm/s)の場合、 $F_{cos} = 0$

次に、制御実行フラグ F_{cus} 、 F_{cos} と、旋回フラグ F_d の組み合わせに基づき、各車輪毎のブレーキ圧制御の制御モードM(i)が選択され、この選択ルーチンは図26に示されている。

【0093】図26の制御モード選択ルーチンにおいて、まず、旋回フラグ F_d の値が1であるか否かが判別され(ステップS601)、ここでの判別結果が真の場合、つまり、車両が右旋回している場合、制御実行フラグ F_{cus} の値が1であるか否かが判別される(ステップS602)。ここでの判別結果が真となる状況とは、旋回時における車両のUS傾向が強く、要求モーメント γ_d が閾

18

ている条件が満たされている場合に終了指示フラグ $F_{st}(i) = 1$ を出力し、その条件が満たされない場合には終了指示フラグ $F_{st}(i) = 0$ を出力するようになっている。なお、終了指示フラグ F_{st} のiは対応する車輪を表している。また、ブレーキ圧の制御信号に関しては後述する。

【0089】終了指示フラグ $F_{st}(i)$ はAND回路86の入力端子にそれぞれ供給され、このAND回路86の出力端子はOR回路87の一方の入力端子に接続されている一方、その他方の入力端子には車体速 V_b が10km/hよりも遅いときにオン信号が入力されるようになっている。そして、OR回路87の出力端子が前述したフリップフロップ82のリセット端子Rに接続されている。

【0090】AND回路86は、終了指示フラグ $F_{st}(i)$ の値が全て1であるときにオン信号をOR回路87に供給し、OR回路87はその入力側の何れかにオン信号が供給されたとき、フリップフロップ82のリセット端子Rにオン信号を供給する。つまり、車体速 V_b が10km/hよりも遅くなるか、または、ブレーキ圧の制御信号に関して前述の条件が各車輪の全てで満たされたとき、フリップフロップ82にリセット信号が供給される。

【0091】フリップフロップ82がリセット信号を受け取ると、フリップフロップ82は、制御の終了を示す制御開始終了フラグ $F_{ymc} = 0$ を出力する。図23に示されているように制御開始終了判定部80の出力、即ち、制御開始終了フラグ F_{ymc} は液圧制御モード判定部88に供給され、この判定部88では、その制御開始終了フラグ F_{ymc} の値が1である場合、前述した要求ヨーモーメント γ_d と旋回フラグ F_d とに基づき、各車輪のブレーキ圧制御モードを判定する。

【0092】まず、図25に示されるマップから要求モーメント γ_d に基づき、US時及びOS時毎のブレーキ圧制御の制御実行フラグ F_{cus} 、 F_{cos} がそれらの閾値との大小関係に基づき以下のようにして設定される。

値 γ_{dus1} 以上の大きな値であって、車両が回頭モーメントを要求していることを意味している。この場合、左前輪FWLの制御モードM(1)は減圧モードに設定されるのに対し、右後輪RWRの制御モードM(4)は増圧モードに設定され、そして、右前輪FWR及び左後輪RWLの制御モードM(2)、M(3)は非制御モードに設定される(ステップS603)。

【0094】ステップS602の判別結果が偽であると、制御実行フラグ F_{cos} の値が1であるか否かが判別される(ステップS604)。ここでの判別結果が真となる状況とは、旋回時における車両のOS傾向が強く、要求モ

19

ーメント γd が閾値 γd_{os1} 以上の小さな値であって、車両が復元モーメントを要求していることを意味している。この場合には、左前輪F WLの制御モードM (1) は増圧モードに設定されるのに対し、右後輪R WRの制御モードM (4) は減圧モードに設定され、そして、右前輪F WR及び左後輪R WLの制御モードM (2) , M (3) は非制御モードに設定される(ステップS 605)。

【0095】上述したステップS 602, S 604の判別結果がともに偽となる状況とは、その旋回時、車体のU S傾向及びO S傾向は共に強くないので、この場合、左前輪F WL及び右後輪R WRの制御モードM (1) , M (4) は共に保持モードに設定され、そして、右前輪F WR及び左後輪R WLの制御モードM (2) , M (3) は非制御モードに設定される(ステップS 606)。

【0096】一方、ステップS 601の判別結果が偽であって、車両が左旋回している場合には、制御実行フラグF cusの値が1であるか否かが判別される(ステップS 607)。ここでの判別結果が真となる状況では前述の右旋回の場合と同様に車両が回頭モーメントを要求していることを意味しており、この場合には右旋回の場合とは逆に、右前輪F WRの制御モードM (2) が減圧モードに設定されるのに対し、左後輪R WLの制御モードM (3) が増圧

20

モードに設定され、そして、左前輪F WL及び右後輪R WRの制御モードM (1) , M (4) は非制御モードに設定される(ステップS 608)。

【0097】ステップS 607の判別結果が偽であると、制御実行フラグF cosの値が1であるか否かが判別される(ステップS 609)、ここでの判別結果が真の場合、車両は復元モーメントを要求しているので、右前輪F WRの制御モードM (2) が増圧モードに設定されるのに対し、左後輪R WLの制御モードM (3) が減圧モードに設定され、そして、左前輪F WL及び右後輪R WRの制御モードM (1) , M (4) は非制御モードに設定される(ステップS 610)。

【0098】ステップS 607, S 609の判別結果がともに偽となる場合には、前述した右旋回の場合と同様に、右前輪F WR及び左後輪R WLの制御モードM (2) , M (3) は共に保持モードに設定され、そして、左前輪F WL及び右後輪R WRの制御モードM (1) , M (4) は非制御モードに設定される(ステップS 611)。上述した制御モードM (i) の選択は、以下の表1に纏めて示されている。

【0099】

【表1】

	右旋回 (F d=1)			左旋回 (F d=0)		
F cus	1	0	0	1	0	0
F cos	0	1	0	0	1	0
F WL: M (1)	減圧	増圧	保持	非制御	非制御	非制御
F WR: M (2)	非制御	非制御	非制御	減圧	増圧	保持
R WL: M (3)	非制御	非制御	非制御	増圧	減圧	保持
R WR: M (4)	増圧	減圧	保持	非制御	非制御	非制御

【0100】上述したようにして各車輪に対する制御モードM (i) が選択されると、次のバルブ制御信号計算部89では、制御モードM (i) と要求ヨーモーメント γd に基づき、各車輪のホイールブレーキのブレーキ圧を制御する電磁弁、即ち、入口及び出口バルブ12, 13に対する制御信号が計算される。具体的には先ず、要求ヨーモーメントを得るためのホイールシリンダ内の液圧、つまり、ブレーキ圧に対する増減圧レート(増減圧の勾配)が算出される。そして、この算出した増減圧レートに従い実際のブレーキ圧を1回当たり一定の増減圧量 ΔP でもって変化させるために、その増減圧量 ΔP を実現する上での入口又は出口バルブ12, 13の駆動パルス、つまり、バルブ制御信号のパルス周期Tpls及びパルス幅Wpls (i) を算出する。なお、増減圧量 ΔP は例えば $\pm 5 \text{ kg/cm}^2$ に設定されているが、しかしながら、応答性を確保するため初回のみ増減圧量 ΔP は $\pm 10 \text{ kg/cm}^2$ に設定されている。この点、図27を参照すれば、ホイールシリンダ内のブレーキ圧が増減圧量 ΔP 毎に増減されている様子が示されている。

【0101】入口及び出口バルブ12, 13は、保持モ

ードをベースとしてバルブ制御信号、つまり、その増圧パルス信号又は減圧パルス信号の供給を受けて駆動されることになるが、ここで、その駆動はメインルーチンの制御周期T (8 msec) 毎に指示されるため、実際の駆動がパルス周期Tpls毎に行われるように駆動モードMpls (i) を設定する。

【0102】以下、前述したパルス周期Tpls、パルス幅Wpls (i) 及び駆動モードMpls (i) に関して詳細に説明する。先ず、前輪のホイールブレーキ内のブレーキ圧が ΔP_{wc} だけ変化したとき、車体のヨーモーメントの変化量 ΔM_z は、車体の横力を無視すれば下式で表すことができる。

$$【0103】 \Delta M_z = \Delta P_{wc} \times B F \times T F / 2$$

ここで、BFはフロントブレーキ係数 ($\text{kg/cm}^2 \rightarrow \text{kg}$)、TFはフロントトレッドを示している。従って、要求ヨーモーメント γd が与えられた際のブレーキ圧の増減圧レートR_{pwc} ($\text{kg/cm}^2/\text{s}$) は下式で表すことができる。

$$【0104】 R_{pwc} = 2 \times \gamma d / B F / T F$$

一方、1回の増減圧量 ΔP (5 kg/cm^2 又は 10 kg/cm^2) が固定されている場合、増減圧レートR_{pwc}とパルス周期

10

20

40

50

21

Tplsとの関係から次式が導かれる。

$$|R_{pwc}| = \Delta P / (Tpls \times T (=8msec))$$

上記の2式からパルス周期Tplsは次式で表される。

【0105】

$$Tpls = \Delta P \times BF \times TF / (2 \times T \times |rd|)$$

但し、 $2 \leq Tpls \leq 12$

なお、後輪側の入口及び出口バルブのパルス周期は前輪側のパルス周期Tplsを使用する。次に、パルス幅Wpls(i)に関しては実験により予め設定されており、この実験ではマスタシリンダ圧及びホイールブレーキ圧（ブレーキ圧）をそれぞれ基準圧とし、この状態で、そのバルブを駆動してからホイールブレーキ圧に増減圧量 ΔP （5kg/cm²又は10kg/cm²）の変化が現れる時間を計測し、この時間に基づいてパルス幅Wpls(i)は設定されている。なお、ホイールブレーキ圧の増圧には、前述したポンプ16又は17からの吐出圧が利用されるため、パルス幅Wpls(i)は、ポンプ16又は17の応答遅れを考慮して設定されるのが望ましい。

【0106】前述した駆動モードMpls(i)は、前述した制御モードM(i)とパルス周期Tplsとに基づき、図28に示す設定ルーチンに従って設定される。この設定ルーチンでは、まず制御モードM(i)が判定され（ステップS612）、ここで、制御モードM(i)が非制御である場合には、増圧周期カウンタCNTi(i)及び減圧周期カウンタCNTd(i)を共に0として、駆動モードMpls(i)に非制御モードが設定される（ステップS613）。

【0107】制御モードM(i)が保持モードである場合には、駆動モードMpls(i)に保持モードが設定される（ステップS614）。制御モードM(i)が増圧モードである場合には、増圧周期カウンタCNTi(i)のみが作動し（ステップS615）、そして、増圧周期カウンタCNTi(i)の値がパルス周期Tplsに達したか否かが判別される（ステップS616）。この時点ではその判別結果は偽であるから、次に増圧周期カウンタCNTi(i)の値が0であるか否かが判別され（ステップS617）、ここでの判別結果は真となる。従って、駆動モードMpls(i)に増圧モードが設定される（ステップS618）。

【0108】この後のルーチンが繰り返して実行されると、ステップS617の判別結果が偽に維持されるので、駆動モードMpls(i)に保持モードが設定される（ステップS619）。しかしながら、時間の経過に伴い、ステップS616の判別結果が真になり、増圧周期カウンタCNTi(i)の値が0にリセットされると（ステップS620）、この場合、ステップS617の判別結果が真となって、駆動モードMpls(i)に増圧モードが設定される（ステップS618）。従って、制御モードM(i)が増圧モードであるとき、駆動モードMpls(i)はパルス周期Tpls毎に増圧モードに設定されることになる。

【0109】一方、制御モードM(i)が減圧モードである場合には、図28中のステップS621～S629のステッ

22

ブがその増圧モードの場合と同様にして実行されることにより、駆動モードMpls(i)はパルス周期Tpls毎に減圧モードに設定される。前述したようにして駆動モードMpls(i)及びパルス幅Wpls(i)が計算されると、次の増減圧禁止補正部90（図23参照）では、ドライバによるカウンタステア時やスリップの過大時、また、制御のオーバーシュートを考慮してブレーキ圧の増減圧を禁止すべくパルス幅Wpls(i)が補正され、その詳細は図29のブロック線図に示されている。

【0110】増減圧禁止補正部90に供給されたパルス幅Wpls(i)は3つのスイッチ91、92、93を経ることによりパルス幅Wpls1(i)として出力されるようになっており、これらスイッチは、設定部94、95、96にて設定されたフラグの値により、その出力をWpls1(i)=Wpls(i)又はWpls1(i)=0に切り換え可能となっている。なお、増減圧禁止補正部90では、供給された駆動モードMpls(i)がそのまま出力されるようになっている。

【0111】まず、設定部94では、カウンタステア時の増圧禁止フラグFkl(i)が設定される。具体的には、設定部94はAND回路97を備えており、このAND回路97の出力がスイッチ91に供給されるとともに、その各入力には対応する条件が満たされるときにオン信号がそれぞれ供給されるようになっている。ここで、各オン信号の入力条件は、自輪が後輪である場合、カウンタステアフラグFcsが1である場合、そして、制御モードM(i)が増圧モードである場合とを有している。

【0112】従って、AND回路97はその入力の全てがオン信号であるときに、増圧禁止フラグFkl(i)=1を出力し、それ以外の場合には増圧禁止フラグFkl(i)=0を出力することになる。スイッチ91は増圧禁止フラグFkl(i)=1を受け取ると、図示の状態から切り換えられ、これにより、パルス幅Wpls1(i)に0が設定される。なお、この場合、パルス幅Wpls(i)を0にする代わりに、その値を減少させるようにしてもよい。

【0113】図30には、増圧禁止フラグFkl(i)の設定ルーチンが示されており、このルーチンではステップS627～S631の判別結果が全て真となる時のみ、増圧禁止フラグFkl(i)に1が設定される。なお、ステップS630において、iは前述したように車輪を区別する数値を代表して表しており、iが3又は4であるとき、その車輪は後輪となる。

【0114】設定部95では、スリップ過大時の増圧禁止フラグFk2(i)が設定される。ここでも、設定部95はAND回路98を備えており、このAND回路98の出力がスイッチ92に供給されるとともに、その各入力には対応する条件が満たされるときにオン信号がそれぞれ供給されるようになっている。ここでのオン信号の入力条件は、スリップ率Sl(i)が許容スリップ率Slmax(i)よりも大きい場合と、制御モードM(i)が増圧モード

23

である場合とである。

【0115】AND回路98はその入力の全てがオン信号であるときに、増圧禁止フラグFk2(i)=1を出力し、それ以外の場合には増圧禁止フラグFk2(i)=0を出力することになる。スイッチ92は増圧禁止フラグFk2(i)=1を受け取ると、図示の状態から切り換えられ、この場合にも、パルス幅Wpls(i)に0が設定される。なお、この場合、パルス幅Wpls(i)を0にする代わりに、その値を減少させるようにしてもよい。

【0116】図31を参照すると、増圧禁止フラグFk2(i)の設定手順を示す詳細なルーチンが示されており、この設定ルーチンでは、先ず、前述の制御開始終了フラグFymcの値が1であるか否か、つまり、ヨーモーメント制御中であるか否かが判別され(ステップS634)、ここでの判別結果が真の場合、その制御モードM(i)が増圧モードにある車輪(増圧車輪)に対してABS制御が作動しているか否かが判別される(ステップS635)。ここでの判別には後述するフラグFabs(i)が使用され、それ故、図29の設定部95にはフラグFabs(i)もまた供給されている。

【0117】ステップS635での判別結果が真の場合には、そのABS制御が開始された時点での増圧車輪の判定スリップ率がSlst(i)として保持された後(ステップS636)、次のステップS638が実行される。これに対し、ステップS635の判別結果が偽の場合にはステップS636を実施することなく、ステップS638が実行される。なお、ABS制御に関しては後述する。

【0118】一方、ステップS634の判別結果が偽の場合、つまり、ヨーモーメント制御中にない場合にあっては、判定スリップ率Slstを0にリセットした後(ステップS637)、ステップS638が実行される。ステップS638では、判定スリップ率Slst(i)が0であるか否かが判別され、このでの判別結果が偽の場合、つまり、増圧車輪に対してABS制御が作動していない場合には、許容スリップ率Slmax(i)が算出される(ステップS639)。具体的には、許容スリップ率Slmax(i)は、図32に示すようなマップから要求ヨーモーメント γ_d に基づいて読み出される。ここで、許容スリップ率Slmax(i)は、図32から明らかなように要求ヨーモーメント γ_d が増加するに連れて所定の比率で増加する特性を有し、その最大値は20%に設定されている。

【0119】次のステップS641では、スリップ率Sl(i)が許容スリップ率Slmax(i)よりも大きいかが判別され、ここでの判別結果が真の場合、増圧禁止フラグFk2(i)に1が設定され(ステップS642)、その判別結果が偽の場合には増圧禁止フラグFk2(i)に0が設定される(ステップS643)。一方、ステップS638の判別結果が真の場合、つまり、増圧車輪に対してABS制御が作動しているような状況にあっては、許容スリップ率Slmax(i)の読み出しに使用されるマップが修正される

24

(ステップS640)。具体的には、ステップS640では図32のマップが図33に示すマップに置き換えられる。この場合、図33から明らかなように、その許容スリップ率Slmax(i)の最大値は、判定スリップ率Slst(i)

(又はSlst(i)の95%)に設定されるとともに、その増加勾配もまた判定スリップ率Slst(i)に従って変更されている。

【0120】従って、増圧車輪に対してABS制御が作動している状況にあっては、許容スリップ率Slmax(i)が判定スリップ率Slst(i)に設定されることで、ステップS641の判別結果は真となり、これにより、増圧禁止フラグFk2(i)は1に維持されることになる。設定部96(図29参照では、要求ヨーモーメント γ_d の絶対値が所定値以上の減少傾向にある条件が満たされたときに、制御のオーバーシュートを防止する防止フラグFk3=1をスイッチ93に出力し、その条件が満たされないときには防止フラグFk3=0をスイッチ93に出力する。ここでも、スイッチ93に防止フラグFk3=1が供給されたとき、スイッチ93は切り換えられ、パルス幅Wpls(i)に0を設定する。

【0121】図34を参照すると、防止フラグFk3の設定手順を示す詳細なルーチンが示されており、この設定ルーチンでは先ず、要求ヨーモーメント γ_d が読み込まれ(ステップS644)、そして、その要求ヨーモーメント γ_d の絶対値を微分した値D γ_d が算出される(ステップS645)。更に、その微分値D γ_d にはフィルタ処理($f_c=2\text{Hz}$)が施される(ステップS646)。

【0122】ステップS645、S646での処理は下式で表すことができる。

30
$$D\gamma_d = \text{LPF}(|\gamma_d| - |\gamma_{dm}|) \quad \gamma_{dm}: \text{前回値}$$

次に、微分値D γ_d がオーバーシュートの判定値D γ_{ov} (例えば-125kgm/s²)よりも大きいかが判別され(ステップS647)、ここでの判別結果が真の場合には防止フラグFk3に1がセットされ(ステップS648)、逆に、その判別結果が偽の場合には防止フラグFk3に0がセットされる(ステップS649)。

【0123】図23を再度参照すると、ヨーモーメント制御のブロック線図には予圧制御判定部100が含まれており、この判定部100では、ヨーモーメント制御の開始に先立ち、ポンプ16、17や、入口及び出口バルブ12、13並びにカットオフバルブ19、20の作動を制御するための予圧フラグFpre1、Fpre2を設定する。具体的には、要求ヨーモーメントの絶対値が所定値以上に大きくなったり又は最大ヨーレート偏差 $\Delta\gamma_{\text{max}}$ が所定値以上に大きくなってヨーモーメント制御が開始されるような状況に至ると、予圧フラグFpre1=1又はFpre2=1が一定の継続時間(例えば96msec)だけ設定され、その継続時間中にヨーモーメント制御が開始されると、その開始時点で予圧フラグFpre1又はFpre2は0にリセットされる。なお、予圧フラグFpre1=1は車両の

25

右旋回時に設定され、これに対し、予圧フラグFpre2は車両の左旋回時に設定される。

【0124】更に、図23には、制御信号の強制変更部111が含まれており、この強制変更部111の詳細は図35に示されている。強制変更部111では、パルス幅Wpls(i)及び駆動モードMpls(i)が種々の状況に応じて強制的に変更可能であり、これらパルス幅Wpls(i)及び駆動モードMpls(i)は強制変更部111を通過すると、パルス幅Wy(i)及び駆動モードMy(i)として出力される。

【0125】図35から明らかなように駆動モードMpls(i)は、スイッチ112～117を経て駆動モードMy(i)となり、これらスイッチ112～117はフラグの供給を受け、そのフラグの値に従って切り換えられる。即ち、スイッチ112は、非制御対角ホールド判定部118から出力されるフラグFhld(i)により切り換えられ、その判定部118では、車両が非制動中(Fb=0)にあってポンプ16、17の作動しているとき(後述するモータ駆動フラグFmtr=1であるとき)、非制御モードの車輪に対応したフラグFhld(i)を1に設定する。従って、この場合、スイッチ112は、駆動モードMpls(i)中の非制御モードの車輪を保持モードに強制的に切り換えた駆動モードMpls1(i)を出力し、これに対し、フラグFhld(i)=0の場合には駆動モードMpls(i)をそのまま出力する。駆動モードWpls1(i)にあっては、非制御中の車輪が保持モードに強制的に切り換えられているので、ポンプ16、17からの吐出圧がその車輪のホイールブレーキに供給されることはない。

【0126】スイッチ113は、終了制御判定部119から出力される終了フラグFfin(i)により切り換えられ、その判定部119では、ヨーモーメント制御の終了(Fymc=0)後、一定の期間(例えば340msec)の間に亘り所定の周期(例えば40msec)でもって所定時間(例えば16msec)、終了フラグFfin(i)を1に設定する。この終了フラグFfin(i)は後述するようにカットオフバルブ19、20の開閉制御にも使用される。

【0127】終了フラグFfin(i)=1が供給されると、スイッチ113は、駆動モードMpls(i)中、制御対象にあった車輪を保持モードに切り換えた駆動モードMpls2(i)を出力し、これに対し、フラグFfin=0の場合には駆動モードMpls(i)をそのまま出力する。このようにヨーモーメント制御の終了後、制御対象にあった車輪の駆動モードが周期的に保持モードに切り換えられると、制御対象車輪のブレーキ圧が急激に変化することなく、車両の挙動を安定させることができる。

【0128】スイッチ114は、前述した予圧制御判定部100から出力される予圧フラグFpre1、Fpre2により切り換えられ、これら予圧フラグFpre1=1又はFpre2=1を受け取ると、スイッチ114は駆動モードMpls(i)中、その制御対象の車輪を保持モードに強制的に切

26

り換えた駆動モードMpls3(i)を出力し、Fpre1=Fpre2=0の場合には駆動モードMpls(i)をそのまま出力する。ここで、図23に関する前述の説明では、制御開始終了判定部80からの制御開始終了フラグFymc=1の出力を受けて制御モードM(i)及び駆動モードMpls(i)が設定されとしたが、これら制御モードM(i)及び駆動モードMpls(i)は、制御開始終了フラグFymcに拘わらず設定されている。それ故、駆動モードMpls(i)が駆動モードMpls3(i)に設定され、前述の予圧制御が開始されても、ヨーモーメント制御の開始前に、その制御対象の車輪のブレーキ圧に悪影響を与えることはない。

【0129】スイッチ115は、ペダル解放判定部120から出力される解放フラグFrpにより切り換えられ、判定部120は制動時のヨーモーメント制御中、ブレーキペダル3が解放されたとき、解放フラグFrpを1に所定時間(例えば64msec)だけ設定する。解放フラグFrp=1を受け取ると、スイッチ115は駆動モードMpls(i)中、減圧モードの車輪のブレーキ圧を強制的に減圧させる駆動モードMpls4(i)を出力し、解放フラグFrp=0の場合には駆動モードMpls(i)をそのまま出力する。

【0130】また、解放フラグFrpはスイッチ121にも供給され、Frp=1の場合、スイッチ121はパルス幅Wpls(i)の値を強制的に制御周期T(=8msec)に変更したパルス幅Wy(i)を出力し、Frp=0の場合にはパルス幅Wpls(i)をそのままパルス幅Wy(i)として出力する。スイッチ116は、ペダル踏み増し判定部122から出力される踏み増しフラグFppにより切り換えられ、この踏み増しフラグFppは図6のルーチンに従い前述したようにして設定される。Fpp=1を受け取ると、スイッチ116は、駆動モードMpls(i)の代わりに、全ての車輪を非制御モードに強制的に切り換える駆動モードMpls5(i)を出力し、Fpp=0の場合には駆動モードMpls(i)をそのまま出力する。駆動モードがMpls5(i)に設定されると、ドライバによるブレーキペダル操作を各車輪のブレーキ圧に反映させることができる。

【0131】スイッチ117は後退判定部123から出力される後退フラグFrevにより切り換えられ、その判定部123は、車両の変速機において、後退ギヤが選択されたとき、後退フラグFrevを1に設定し、これ以外の場合には後退フラグFrevに0を設定する。フラグFrev=1を受け取ると、スイッチ117は、駆動モードMpls(i)の代わりに、全ての車輪を非制御モードに強制的に切り換える駆動モードMy(i)を出力し、Frev=0の場合には駆動モードMpls(i)を駆動モードMy(i)として出力する。

【0132】図23に示されているように制御信号の強制変更部111からの出力、即ち、駆動モードMy(i)及び予圧制御判定部100からのフラグは、駆動判定部124にも供給されており、この駆動判定部124の詳細

10

20

30

40

50

27

は図36から図39に示されている。先ず、図36に示す判定回路125では、各車輪のホイールシリンダ毎にカットオフバルブ19、20及びモータ18の駆動を要求するフラグが設定される。

【0133】判定回路125は、2つのAND回路126、127を備えており、一方のAND回路126はその入力ブレーキフラグ $Fb=1$ 且つ駆動モード $My(i)$ が増圧モードであるとき、増圧モードである i をOR回路128に出力する。他方のAND回路127はその入力ブレーキフラグ $Fb=0$ 且つ駆動モード $My(i)$ が非制御モードであるときに、非制御モードではない i をOR回路128に出力する。つまり、AND回路127の駆動モード側の入力はNOT回路129を介して供給されるようになっている。

【0134】OR回路128は、AND回路126、127からの出力を受けると、モータ18の駆動を要求する要求フラグ $Fmon(i)$ のうち、供給を受けた i に対応する要求フラグ $Fmon(i)$ の値を1にして出力する。また、OR回路128の出力はフリップフロップ130のセット端子にも供給されており、そのリセット端子には駆動モード $My(i)$ が非制御であるとき、その i 毎にリセット信号が入力されるようになっている。

【0135】フリップフロップ130のセット端子に要求フラグ $Fmon(i)=1$ が供給されると、フリップフロップ130は、カットオフバルブ19、20の駆動を要求する要求フラグ $Fcov(i)$ のうち、要求フラグ $Fmon(i)=1$ の i に対応した要求フラグ $Fcov(i)$ の値を1として出力し続け、そして、リセット信号を受けたとき、全ての要求フラグ $Fcov(i)$ の値を0にリセットする。

【0136】次に、図37の判定回路131はOR回路132を備えており、このOR回路132はその入力である左前輪FWL及び右後輪RWR側のカットオフバルブ19に関する要求フラグ $Fcov(1)$ 、 $Fcov(4)$ 、終了フラグ $Ffin(1)$ 、 $Ffin(4)$ 、予圧フラグ $Fprel$ の値のうちの何れかが1であるときに、カットオフバルブ19を駆動するカット駆動フラグ $Fvdl$ の値を1として出力する。

【0137】OR回路132からのカット駆動フラグ $Fvdl$ は、更にスイッチ133、134を経て出力され、ここで、スイッチ133は踏み増しフラグ Fpp によって切り換えられ、スイッチ134は後退フラグ $Frev$ によって切り換えられるようになっている。つまり、OR回路132の出力が $Fvdl=1$ であっても、踏み増しフラグ Fpp 及び後退フラグ $Frev$ の一方が1に設定されている場合、カット駆動フラグ $Fvdl$ は0にリセット（非制御モード）される。

【0138】図38の判定回路135は、図37の判定回路131と同様な構成及び機能を有しているが、そのOR回路136には右前輪FWR及び左後輪FWL側のカットオフバルブ20に関する要求フラグ $Fcov(2)$ 、 $Fcov(3)$ 、終了フラグ $Ffin(2)$ 、 $Ffin(3)$ 、予圧フラグ $Fpre2$

28

が入力される点で判定回路131とは異なり、OR回路136は、この場合、カットオフバルブ20を駆動するカット駆動フラグ $Fvd2$ をスイッチ137、138を経て出力する。

【0139】図39の判定回路、即ち、OR回路139には、モータ18の駆動を要求する車輪毎の要求フラグ $Fmon(i)$ の値、又、予圧制御が作動中であることを示す予圧フラグ $Fpre1$ 、 $Fpre2$ の値の何れかが1であるときに、モータ駆動フラグ $Fmtr$ の値を1にして出力する。

：ABS協調制御：

前述したヨーモーメント制御において、駆動モード $My(i)$ 、パルス幅 $Wy(i)$ 、カット駆動フラグ $Fvdl$ 、 $Fvd2$ 及びモータ駆動フラグ $Fmtr$ が設定されると、ABS制御との協調制御が実施される（図3の判定部78a及び図4のステップS7を参照）。

【0140】ABS制御が作動された場合には、ABS制御に協調してヨーモーメント制御を実行するため、ABS協調制御では、ABS制御を考慮した各車輪の駆動モード $Mabs(i)$ 及びパルス幅 $Wabs(i)$ が設定される。ここで、駆動モード $Mabs(i)$ 及びパルス幅 $Wabs(i)$ の設定についての詳細な説明は省略するが、これら駆動モード $Mabs(i)$ 及びパルス幅 $Wabs(i)$ に対しても、前述した増減圧禁止補正部90（図29参照）及び制御信号強制変更部111（図35参照）での働きが反映されることに留意すべきである。

【0141】しかしながら、ABS協調制御での1つの機能を説明すれば、ABS制御中での旋回時、車両が回復又は復元モーメントを要求する状況にある場合、ABS協調制御では駆動モード $Mabs(i)$ 及びパルス幅 $Wabs(i)$ が以下のように設定される。即ち、図40のABS協調ルーチンに示されているようにステップS701では、ABS制御が作動中であるか否かが判別される。なお、ここでの判別は、ABS制御の作動中を車輪毎に示すフラグ $Fabs(i)$ が1であるか否かに基づいてなされ、そのフラグ $Fabs(i)$ は、図示しないABS制御ルーチンにて、公知の如くその車輪のスリップ率の変化動向に基づいて設定されることになる。

【0142】ステップS701の判別結果が真であると、前述した制御実行フラグ $Fcus$ 又は $Fcos$ が1であるか否かが判別され（ステップS702）、ここでの判別結果が真の場合、つまり、旋回時、車両が回復又は復元モーメントを要求しているような状況にあると、次のステップS703にて、駆動モード $Mabs(i)$ 及びパルス幅 $Wabs(i)$ は以下のように設定される。

【0143】ヨーモーメント制御が対角車輪に対して実行される場合、

1) 回復モーメントを更に得るには、旋回方向でみて内側となる前輪FWを減圧モードに設定し、そのパルス幅は外側の前輪FWのパルス幅と同一に設定する。

2) 復元モードを更に得るには、旋回方向でみて外側と

29

なる後輪RWを減圧モードに設定し、そのパルス幅は内側の後輪のパルス幅と同一に設定する。

【0144】なお、ヨーモーメント制御は対角車輪に限らず、前後の左右車輪間に対しても実行可能である。つまり、左右車輪間の制動力差に基づき、ヨーモーメント制御を実行する場合、外側の車輪の制動力を増圧モードとし、内側車輪の制動力を減圧モードにすれば車両に復元モーメントを発生させることができ、これに対し、外側の車輪の制動力を減圧モードとし、内側車輪の制動力を増圧モードにすれば車両に回復モーメントを発生させることができる。

【0145】それ故、ヨーモーメント制御が左右の後輪間で実行される場合にあって、回復モーメントを更に得るには、外側の前輪を減圧モードに設定し、そのパルス幅を外側後輪のパルス幅と同一に設定する。これに対し、ヨーモーメント制御が左右の前輪間で実行される場合にあって、復元モーメントを更に得るには、内側の後輪を減圧モードに設定し、そのそのパルス幅を内側前輪のパルス幅と同一に設定する。

【0146】一方、ステップS701、S702の何れかの判別結果が偽の場合にあっては、ステップS703を実行することなく、このルーチンを終了する。

：制御信号選択：

ABS制御との協調ルーチン、つまり、図4にてステップS7を抜けると、次のステップS8では制御信号の選択ルーチンが実施され、このルーチンを実施する選択回路140は図41に示されている。なお、図41中には前述した図40のルーチンを実施するブロック141、142をも併せて示されている。

【0147】選択回路140は4つのスイッチ143～146を備えており、スイッチ143には、ブロック141を通過した後の駆動モードMabs(i)と、前述したヨーモーメント制御にて設定された駆動モードMy(i)が入力されるようになっており、スイッチ144には、ブロック142を通過した後のパルス幅Wabs(i)と、ヨーモーメント制御にて設定されたパルス幅Wy(i)が入力されるようになっている。

【0148】スイッチ145には、ヨーモーメント制御にて設定されたカット駆動フラグFvd1、Fvd2と、これらフラグをリセットする0とが入力されるようになっている。そして、スイッチ146にはヨーモーメント制御にて設定されたモータ駆動フラグFmtrがOR回路147を介して入力されるとともに、ABS制御時でのモータ駆動フラグFmabsが入力され、また、このモータ駆動フラグFmabsはOR回路147の他方の入力端子にも供給されるようになっている。なお、モータ駆動フラグFmabsは、ABS制御自体によって設定されるフラグであり、ABS制御が開始されたときFmabs=1に設定される。

【0149】上述のスイッチ143～146は、判定部

30

148から出力されるフラグの結果を受けて切り換えられるものとなっている。即ち、判定部148はOR回路149を備えており、OR回路149はその入力車輪が3輪以上ABS制御中にあるか又はヨーモーメント制御での駆動モードMy(i)が減圧モードでないときに、減圧モードの車輪に対応したフラグFmy(i)=1をAND回路150に出力する。なお、車輪が3輪以上ABS制御中にあるときには、スイッチ145、146に向けてフラグFabs3=1が供給されるようになっている。

【0150】また、AND回路150には、ABS協調制御での駆動モードMabs(i)が非制御モードでないときに駆動モードMabs(i)=1が入力され、そして、AND回路150からは、その入力のフラグFmy(i)とMabs(i)中、iの番号が一致したフラグFm#a(i)を1に設定してスイッチ143、144にそれぞれ出力するようになっている。

【0151】車両の3輪以上がABS制御中にあると、判定部148からスイッチ1454、146に向けてフラグFabs3=1がそれぞれ供給されるので、スイッチ145はカット駆動フラグFvd1、Fvd2、つまり、Fv1=Fv2=1を出力し、スイッチ146はモータ駆動フラグFmabsをFmとして出力する。これに対し、スイッチ145、146にフラグFabs3=0が供給される場合、スイッチ145はカット駆動フラグFvd1、Fvd2をそれぞれFv1、Fv2として出力し、スイッチ146はモータ駆動フラグFmtrをFmとして出力する。ここで、モータ駆動フラグFmabsはOR回路147を介してスイッチ146に供給されているから、このスイッチ146の切り換えに拘わらず、モータ駆動フラグFmabs、Fmtrの何れかが1に設定された時点で、スイッチ146からはモータ駆動フラグFm=1が出力されることになる。

【0152】一方、AND回路150の入力条件が満たされると、そのAND回路150からスイッチ143、144にフラグFm#a(i)=1が供給され、この場合、スイッチ143は駆動モードMabs(i)を駆動モードMM(i)として出力し、スイッチ144はパルス幅Wabs(i)をパルス幅WW(i)として出力する。これに対し、スイッチ145、146にフラグFm#a(i)=0が供給されている場合には、スイッチ143は駆動モードMy(i)を駆動モードMM(i)として出力し、スイッチ144はパルス幅Wy(i)をパルス幅WW(i)として出力する。

【0153】：駆動信号初期設定：

制御信号選択回路140から駆動モードMM(i)及びパルス幅WW(i)が出力されると、これらは図3では駆動信号初期設定部151、また、図4ではステップS9にて、実駆動モードMex(i)及び実パルス幅Wexe(i)として設定され、そして、実駆動モードMex(i)及び実パルス幅Wexe(i)に初期値が与えられる。

【0154】ステップS9は図42に詳細に示されており、ここでは、先ず、割込禁止処理が実行された後（ス

10

20

30

40

50

31

テップS901)、駆動モードMM(i)が判別される(ステップS902)。ステップS902の判別結果が非制御モードである場合には、実駆動モードMexe(i)に増圧モードが設定されるとともに実パルス幅Wexe(i)にメインルーチンの制御周期T(=8msec)が設定され(ステップS903)、そして、割込許可処理が実行された後(ステップS904)、ここでのルーチンは終了する。

【0155】ステップS902の判別結果が増圧モードである場合には、実駆動モードMexe(i)が増圧モードであるか否かが判別される(ステップS905)。しかしながら、この時点では未だ実駆動モードMexe(i)は設定されていないので、その結果は偽となり、この場合には、実駆動モードMexe(i)に駆動モードMM(i)、即ち、増圧モードが設定されるとともに実パルス幅Wexe(i)にパルス幅WW(i)が設定された後(ステップS906)、このルーチンはステップS904を経て終了する。

【0156】次のルーチンが実行されたときにもステップS902の判別結果が増圧モードに維持されていると、この場合、ステップS905の判別結果は真となつて、パルス幅WW(i)が実パルス幅Wexe(i)よりも小さいか否かが判別される(ステップS907)。ここで、メインルーチンが制御周期T毎に実行されることから明らかなようにパルス幅WW(i)は制御周期T毎に新たに設定されるものの、実パルス幅Wexe(i)は後述するように入口又は出口バルブが実際に駆動されると、その駆動に伴い減少するので、ステップS907での判別結果により、現時点にて、新たに設定されたパルス幅WW(i)が残りの実パルス幅Wexe(i)よりも長ければ、その実パルス幅Wexe(i)に新たなパルス幅WW(i)を設定する(ステップS908)。しかしながら、ステップS907の判別結果が偽となる場合には、その実パルス幅Wexe(i)に新たなパルスWW(i)を設定し直すことなく、残りの実パルス幅Wexe(i)が維持される。

【0157】一方、ステップS902の判別結果が減圧モードである場合には、ステップS909からS912のステップが実施され、前述した増圧モードでの場合と同様にして、実駆動モードMexe(i)及び実パルス幅Wexe(i)が設定される。更に、ステップS902の判別結果が減圧モードである場合には、実駆動モードMexe(i)に保持モードが設定される(ステップS913)。

【0158】：駆動信号出力：

前述したようにして実駆動モードMexe(i)及び実パルス幅W(i)が設定されると、これらは図3では駆動信号初期設定部151からバルブ駆動部152に出力され、また、図4のメインルーチンではステップS10が実施される。ステップS10では、実駆動モードMexe(i)及び実パルス幅W(i)に加え、前述の制御信号選択ルーチンにて設定されたカット駆動フラグFv1、Fv2やモータ駆動フラグFmに基づき、カットオフバルブ19、20及びモータ18を駆動するための駆動信号もまた出力され

32

る。

【0159】ここで、カット駆動フラグFv1がFv1=1の場合には、カットオフバルブ19を閉弁する駆動信号が出力され、カット駆動フラグFv2がFv2=1の場合には、カットオフバルブ20を閉弁する駆動信号が出力される。これに対し、カット駆動フラグFv1、Fv2が0にリセットされている場合、カットオフバルブ19、20は開弁状態に維持される。一方、モータ駆動フラグFmがFm=1の場合にはモータ18を駆動する駆動信号が出力され、Fm=0の場合、モータ18は駆動されない。

【0160】：入口及び出口バルブの駆動：

前述したバルブ駆動部152に実駆動モードMexe(i)及び実パルス幅W(i)が供給されると、このバルブ駆動部152では図43に示す駆動ルーチンに従って入口及び出口バルブ12、13を駆動する。ここで、図43の駆動ルーチンは、図4のメインルーチンとは独立して実行され、その実行周期は1msecである。

【0161】駆動ルーチンにおいては、先ず、実駆動モードMexe(i)が判別され(ステップS1001)、ここでの判別にて、実駆動モードMexe(i)が増圧モードの場合にあっては、その実パルス幅Wexe(i)が0よりも大きいか否かが判別される(ステップS1002)。ここでの判別結果が真であると、車輪に対応した入口及び出口バルブ12、13に関し、入口バルブは開弁されるのに対して出口バルブ13は閉弁され、そして、実パルス幅Wexe(i)はその実行周期だけ減少される(ステップS1003)。従って、ステップS1003が実施されるとき、モータ18が既に駆動され、そして、対応するカットオフバルブ19又は20が閉弁されていれば、車輪に対応したホイールブレーキは増圧されることになる。

【0162】実駆動モードMexe(i)が増圧モードに維持されている状態で、駆動ルーチンが繰り返して実行され、そして、ステップS1002の判別結果が偽になると、この時点で、その車輪に対応した入口及び出口バルブ12、13に関し、これら入口及び出口バルブは共に閉弁され、そして、実駆動モードMexe(i)は保持モードに設定される(ステップS1004)。

【0163】ステップS1001の判別にて、実駆動モードMexe(i)が減圧モードである場合にあっては、ここでも、その実パルス幅Wexe(i)が0よりも大きいか否かが判別される(ステップS1005)。ここでの判別結果が真であると、車輪に対応した入口及び出口バルブ12、13に関し、入口バルブは閉弁されるのに対して出口バルブ13は開弁され、そして、実パルス幅Wexe(i)はその実行周期だけ減少される(ステップS1006)。従って、ステップS1006の実施により、車輪に対応したホイールブレーキは減圧されることになる。

【0164】この場合にも、実駆動モードMexe(i)が減圧モードに維持されている状態で、駆動ルーチンが繰り返

33

返して実行され、そして、ステップS1005の判別結果が偽になると、この時点で、その車輪に対応した入口及び出口バルブ12、13に関し、これら入口及び出口バルブは共に閉弁され、そして、実駆動モードMexe(i)は保持モードに設定される(ステップS1007)。

【0165】ステップS1001の判別にて、実駆動モードMexe(i)が保持モードである場合にあっては、その車輪に対応した入口及び出口バルブ12、13は共に閉弁される(ステップS1008)。図44を参照すると、前述した駆動モードMM(i)、パルス幅WW(i)、実駆動モードMexe(i)、実パルス幅Wexe(i)の関係がタイムチャートで示されている。

【0166】ヨーモーメント制御の作用：

対角輪制御：今、車両が走行中にあり、図4のメインルーチンが繰り返して実行されているとする。この状態で、メインルーチンのステップS3、即ち、図8の旋回判定ルーチンにて、ハンドル角 θ 及びヨーレート γ から車両の旋回を示す旋回フラグFdがFd=1に設定されていると、この場合、車両は右旋回している状態にある。

【0167】右旋回中：この後、メインルーチンのステップS4、S5を経て要求ヨーモーメント γ_d が求められ、そして、ステップS6のヨーモーメント制御が実行されると、このヨーモーメント制御では、制御開始終了フラグFymc(図24の判定回路参照)がFymc=1であることを条件として制御モードの選択ルーチンが実行され、図26の選択ルーチンに従い、各車輪毎の制御モードM(i)が設定される。

【0168】ここでは、車両が右旋回していると仮定しているので、図26の選択ルーチンではステップS601の判別結果が真となり、ステップS602以降のステップが実施される。

US傾向の右旋回：この場合、ステップS602の判別結果が真、つまり、制御実行フラグFcusがFcus=1であって、車両のUS傾向が強いような状況にあると、左前輪(外前輪)FWLの制御モードM(1)は減圧モードに設定されるとともに、右後輪(内後輪)RWRの制御モードM(4)は増圧モードに設定され、そして、他の2輪の制御モードM(2)、M(3)はそれぞれ非制御モードに設定される(表1及びステップS603参照)。

【0169】この後、各車輪の制御モードM(i)及び要求ヨーモーメント γ_d に基づき、前述したようにして駆動モードMpls(i)が設定され(図28の設定ルーチン参照)、また、各車輪毎のパルス幅Wpls(i)が設定される。そして、これら駆動モードMpls(i)及びパルス幅Wpls(i)は、図23の増圧禁止補正部90及び制御信号の強制変更部111を経て、駆動モードMy(i)及びパルス幅Wy(i)となる。

【0170】一方、図23の駆動判定部124、つまり、図36～図39の判定回路において、図36の判定回路125では、ブレーキフラグFbがFb=1(制動

34

中)且つ駆動モードMy(i)が増圧モードである場合、そのAND回路126及びOR回路128を介してモータ18の駆動を要求する車輪毎の要求フラグFmon(i)、また、フリップフロップ130を介してカットオフバルブ19、20の駆動を要求する車輪毎の要求フラグFcov(i)がそれぞれ1に設定される。

【0171】具体的には、前述したようにUS傾向の強い右旋回時にあってブレーキペダル3が踏み込まれている状況では、判定回路125の出力がFmon(4)=Fcov(4)=1となり、そして、図37の判定回路131(OR回路132)からカット駆動フラグFvd1がFvd1=1として出力され、また、図39の判定回路、即ち、OR回路139からはモータ駆動フラグFmtrがFmtr=1として出力される。ここで、要求フラグFcov(2)=Fcov(3)=0であるから、図38の判定回路135(OR回路136)から出力されるカット駆動フラグFvd2に関してはFvd2=0となる。

【0172】従って、制動時にあっては一方のカット駆動フラグ、この場合にはFvd1のみが1となる。この後、カット駆動フラグFvd1=1及びモータ駆動フラグFmtr=1は、図3の制御信号の選択部140(図41ではスイッチ145、14)を経てFv1=1、Fv2=0、Fm=1となり、そして、これらフラグは駆動信号としてカットオフバルブ19、20及びモータ18に供給される。即ち、この場合、左前輪FWL及び右後輪RWRのホイールブレーキと組をなすカットオフバルブ19のみが閉弁されるとともに、右前輪FWR及び左後輪RWLのホイールブレーキと組をなすカットオフバルブ20は開弁状態に維持されたままとなり、そして、モータ18が駆動される。このモータ18の駆動により、ポンプ16、17から圧液が吐出される。

【0173】一方、ブレーキペダル3が踏み込まれていない非制動時の場合にあっては、左前輪FWLの制御モードM(1)及び右後輪RWRの制御モードM(4)が非制御モードではないので、判定回路125のAND回路127及びOR回路128を介して要求フラグFmon(1)=Fmon(4)=1が出力され、そして、そのフリップフロップ130からはFcov(1)=Fcov(4)=1が出力されることになる。従って、この場合にも、モータ駆動フラグFmtr=1となってモータ18、即ち、ポンプ16、17が駆動され、そして、カット駆動フラグFvd1のみが1に設定される結果、カットオフバルブ19のみが閉弁される。

【0174】しかしながら、非制動時の場合にあっては、前述した駆動モードMpls(i)が制御信号の強制変更部111(図23)にて処理されると、その非制御対角ホールド判定部118(図35)の出力であるフラグFhldが1に設定されるので、スイッチ112が切り換えられ、非制御モードにある駆動モードMpls(i)は保持モードに強制的に変更されることに留意すべきである。

35

【0175】また、非制動時 ($F_b = 0$) の場合にあっては、要求ヨーモーメント γ_d の算出に関し (図10参照)、その補正值 C_{pi} が制動時の場合の1.0よりも大きい1.5に設定されているから、要求ヨーモーメント γ_d は嵩上げされることになる。この嵩上げは駆動モード $M_{pls}(i)$ 、即ち、 $My(i)$ が実行されるパルス周期 T_{pls} を短くすることになるから、駆動モード $My(i)$ が増圧モード又は減圧モードである場合、その増減が強力に実行されることに留意すべきである。

【0176】この後、駆動モード $My(i)$ 及びパルス幅 $W_y(i)$ は前述したように制御信号選択部140を経て駆動モード $MM(i)$ 及びパルス幅 $WW(i)$ として設定され、更に、これらに基づき実駆動モード $M_{exe}(i)$ 及び実パルス幅 $W_{exe}(i)$ が設定される結果、実駆動モード $M_{exe}(i)$ 及び実パルス幅 $W_{exe}(i)$ に従い、対応する入口及び出口バルブ12、13が駆動される (図43の駆動ルーチン参照)。

【0177】具体的には、US傾向の強い右旋回時であって且つ制動時の場合、左前輪FWLのホイールブレーキに関してはその実駆動モード $M_{exc}(i)$ が減圧モードであるから、そのホイールブレーキに対応した入口バルブ12は閉弁され且つ出口バルブ13が開弁される結果 (図43のステップS1006)、左前輪FWLのブレーキ圧は減少される。一方、この場合、右後輪RWRのホイールブレーキに関してはその実駆動モード $M_{exc}(i)$ が増圧モードであるから、そのホイールブレーキに対応した入口バルブ12は開弁され且つ出口バルブ13が閉弁される (図43のステップS1003)。ここで、この時点では、前述したようにカットオフバルブ19が閉弁され、そして、モータ18によりポンプ16、17が駆動されている状況にあるから、右後輪RWRのホイールブレーキに至る分岐ブレーキ管路8 (図1参照) 内の圧力はマスタシリンダ圧とは独立して既に立ち上げられており、これにより、右後輪RWRのホイールブレーキは分岐ブレーキ管路8から入口バルブ12を通じて圧液の供給を受け、この結果、右後輪RWRのブレーキ圧は増加することになる。

【0178】ここで、図45に示したスリップ率に対する制動力/コーナリングフォース特性を参照すると、車両が通常の走行状態にあるときのスリップ率範囲において、車輪のブレーキ圧、つまり、制動力 F_x が減少するとスリップ率も減少し、これに対し、制動力 F_y が増加するとスリップ率も増加することがわかり、一方、スリップ率の減少はコーナリングフォースの増加させ、これに対し、スリップ率の増加はコーナリングフォースを減少させることがわかる。

【0179】従って、図46に示されているように左前輪FWLの制動力 F_x が白矢印から黒矢印のように減少されると、そのコーナリングフォース F_y は白矢印から黒矢印のように増加し、これに対し、右後輪RWRの制動

36

力 F_x が白矢印から黒矢印のように増加されると、そのコーナリングフォース F_y は白矢印から黒矢印のように減少する。この結果、左前輪FWLに関してはその制動力 F_x が減少することに加えてコーナリングフォース F_y が強く働き、一方、右後輪RWRに関してはその制動力 F_x が増加することに加えてコーナリングフォース F_y が減少するので、車両にはその旋回の向きに回頭モーメント $M(+)$ が発生する。

【0180】なお、図46中、ハッチング矢印は制動力 F_x 、コーナリングフォース F_y の変化分 $\pm \Delta F_x$ 、 $\pm \Delta F_y$ を示している。ここで、車両の対角車輪である左前輪FWL及び右後輪RWRにおいて、それら車輪の入口及び出口バルブ12、13は、要求ヨーモーメント γ_d に基づき設定された実駆動モード $M_{exe}(i)$ 及び実パルス周期 $W_{exe}(i)$ に従い開閉されるので、車両に回頭モーメント $M(+)$ を適切に付加することができ、これにより、車両のUS傾向が解消され、そのドリフトアウトを防止することができる。

【0181】また、左前輪FWL及び右後輪RWRのブレーキ圧の増加量及び減少量は同一の要求ヨーモーメント γ_d に基づいて算出されるため、それらの絶対値は同一である。従って、左前輪FWL及び右後輪RWRのブレーキ圧が減増されても、車両全体の制動力が変動することではなく、車両の制動フィーリングが悪化することもない。

【0182】更に、要求ヨーモーメント γ_d は、前述したように車両の運動状態や運転操作状態を考慮して算出されているので (図11の算出ルーチン中、ステップS504、S505参照)、その要求ヨーモーメント γ_d に基づき、対角車輪の制動力が増減されると、車両の旋回状態に応じたきめ細かなヨーモーメント制御が可能となる。

【0183】しかも、要求ヨーモーメント γ_d はヨーレイト偏差 $\Delta \gamma$ 及びヨーレイト偏差微分値 $\Delta \dot{\gamma}_s$ を基準として算出されているので、その要求ヨーモーメント γ_d はその時点での車両が旋回挙動を正確に示すことになる。従って、その要求ヨーモーメント γ_d に基づき、対角車輪の制動力が増減されると、車両の不安定な旋回挙動が迅速に立ち直り、極めて安定した車両の旋回が可能となる。

【0184】なお、要求ヨーモーメント γ_d の算出にあたっては、前述したヨーレイトフィードバック制御によらず、横 G_y や、車速 V と操舵角 δ とに応じたオープン制御を使用することも可能である。また、制動力を制御すべき対角車輪を決定するに際し、車両の旋回方向をヨーレイトセンサ30の出力に基づいて判定するようにしたので、その旋回方向を高精度に判定でき、ヨーモーメント制御の実行を正確に行うことができる。

【0185】前述のヨーモーメント制御の実行中且つ車両の制動中にある場合、右前輪FWR及び左後輪RWLの入口及び出口バルブ12、13に関しては、その実駆動

10

20

30

40

50

37

モードMexe (i) が非制御モードに設定されているから、右前輪FWR及び左後輪RWLのホイールブレーキと組をなすカットオフバルブ20は開弁状態に維持されている。従って、右前輪FWR及び左後輪RWLのホイールブレーキはマスタシリンダ圧を受けるので、これら右前輪FWR及び左後輪RWLのブレーキ圧はドライバによるブレーキペダル3の操作によって制御され、それらのブレーキ圧にドライバの意志を反映させることができる。この結果、ヨーモーメント制御に対するフェイルセーフをも十分に確保することができる。

【0186】これに対し、ヨーモーメント制御の実行中、車両が非制動状態にある場合には、前述したように右前輪FWR及び左後輪RWL側の入口及び出口バルブ12, 13はそれらの実駆動モードMexe (i) が保持モードに強制的に変更されているので、このとき、それら車輪の入口及び出口バルブ12, 13は共に閉弁されている(図43の駆動ルーチンにおいて、ステップS1008が実行されている)。従って、モータ18によりポンプ16が駆動されていても、このポンプ16の吐出圧が入口バルブ12を介して右前輪FWR及び左後輪RWLのホイールブレーキに加わることはなく、これにより、これら右前輪FWR及び左後輪RWLのブレーキ圧が不所望に増加するのを防止できる。

【0187】また、非制動時にあっては、左前輪FWLのブレーキ圧が立ち上がっていないので、ブレーキ圧の減圧制御は実質的に実行不能であり、これにより、回頭モーメントM (+) が不足することになる。しかしながら、非制動時にあっては前述したように要求ヨーモーメント γ_d の算出に関し、その要求ヨーモーメント γ_d を嵩上げて求めているので、この場合、右後輪RWRのブレーキ圧は制動時の場合よりも更に強く増圧される。従って、その車輪のスリップ率の増加に伴い、コーナリングフォースFyが更に減少するので、左前輪FWLのコーナリングフォースが相対的に強く働き、制動時の場合と同程度の回頭モーメントM (+) を車両に与えることができる。

【0188】更に、ヨーモーメント制御の実行中、ドライバがブレーキペダル3を所定のペダルストローク速度(50mm/s)よりも速い速度で踏み込んだ場合には、図6の設定ルーチンに関して説明したように、ブレーキペダル3の踏み増しフラグFppに1が設定される。この場合、踏み増しフラグFpp=1が制御信号の強制変更部111(図23参照)に供給されると、この強制変更部111ではそのスイッチ116(図35参照)が踏み増しフラグFpp=1の供給を受けて切り換えらる結果、全ての車輪の駆動モードMy (i) が非制御モードに設定される。

【0189】それ故、要求フラグFmon (i) 及び要求フラグFcov (i) の何れもが0にリセットされ(図36参照)、そして、カット駆動フラグFvdl (Fvl) 及びモ

38

ータ駆動フラグFmlr (Fm) もまた0にリセットされるので(図37, 38参照)、カットオフバルブ19が開弁される一方、モータ18はその駆動が停止される。そして、各車輪の入口バルブ12は開弁され、その出口バルブ13は閉弁される。この場合、図43の駆動ルーチンでは、増圧モード側のステップS1003が実行されることになるが、このとき、各車輪のホイールブレーキはマスタシリンダ圧の供給を受けるので、ドライバによるブレーキペダル3の踏み込みに応じたブレーキ圧が各車輪のホイールブレーキ内に立ち上げられ、車両の制動力を十分に確保することができる。

【0190】OS傾向の右旋回: 図26の制御モード選択ルーチンにおいて、ステップS602の判別結果が偽であり、ステップS604の判別結果が真つまりFcos=1となり、車両のOS傾向が強い状況にあっては、左前輪FWLの制御モードM (1) が増圧モードに設定されるとともに、右後輪RWRの制御モードM (4) が減圧モードに設定される点のみで、US傾向の場合とは異なる(表1及びステップS605参照)。

【0191】ここで、車両の制動時にあっては、図47に示されているように左前輪FWLに関してはその制動力Fxが増加する一方コーナリングフォースFyが減少し、これに対し、右後輪RWRに関しては制動力Fxが減少する一方コーナリングフォースFyが増加することになるので、この場合には、車両に復元モーメントM (-) が発生する。この復元モーメントM (-) は車両のOS傾向を解消し、これにより、そのタックインに起因した車両のスピンを確実に回避することができる。

【0192】なお、OS傾向の右旋回にあっては、非制動時や、また、踏み増しフラグFppが1に設定された場合には、US傾向での右旋回の場合と同様にして前述の作用効果が得られることは言うまでもない。

非US傾向かつ非OS傾向での右旋回: 図26の制御モード選択ルーチンにおいて、ステップS602, S604の判別結果が共に偽である場合、つまり、車両の旋回傾向がUSでもなくまたOSでもない場合には、左前輪FWL及び右後輪RWRの制御モードM (1), M (4) は共に保持モードに設定される(表1及びステップS606参照)。

【0193】この場合、左前輪FWL及び右後輪RWR側の入口及び出口バルブ12, 13は閉弁される。従って、これら車輪のブレーキ圧は保持されることになり、ここでは、その回頭モーメントM (+) 及び復元モーメントM (-) の何れも発生させることはない。

左旋回: 前述した旋回フラグFd及び制御開始終了フラグFymcがFd=Fymc1=1となって左旋回でのヨーモーメント制御が実行されると、ここでも、前述の右旋回の場合と同様に、車両のUS傾向が強い状況にあっては回頭モーメントM (+) を発生させ、これに対し、そのOS傾向が強い場合には復元モーメントM (-) を発生させるべく右前輪FWR及び左後輪RWLのブレーキ圧が制御

39

され、この結果、右旋回の場合な効果を得ることができる(表1及び図26のステップS607～S611、図43の駆動ルーチン参照)。

【0194】カウンタステア：車両の非制動時、図48に示されているように車両の進行方向(実線の矢印：ヨーイング方向)とドライバの意図する進行方向(破線の矢印：ステアリングハンドルの操作方向)とが異なるようなカウンタステアの状態、つまり、ドライバ自身もまた車両に復元モーメントを要求しているような状況に至ると、図8の旋回判定ルーチンにおいて、旋回方向フラグFdyとFdsの値が一致しないので、この場合、カウンタステア状態を示すカウンタステアフラグFcsに1が設定される(ステップS314)。

【0195】このような状況において、前述したように車両の旋回方向がヨーレイトセンサ30からの出力に基づいて判定されていても、その旋回方向は左旋回であると判定され且つ制御実行フラグFcosの値は1となるから(表1及び図26の選択ルーチン参照)、この場合、その旋回方向でみて外輪となる右前輪FWLの制動力が増加される。従って、車両に復元モーメントM(-)が発生される結果、車両は安定して旋回することができる。なお、ここでは、非制動時であるから左後輪RWLの減圧は実行されない。

【0196】しかしながら、制動旋回時、特にABS制御が作動されるような車両の限界制動時にあっては、右前輪FWLのスリップ率は既に大きいから、そのブレーキ圧の増加に伴いスリップ率を増加させても、そのコーナリングフォースは更に減少してしまい(図45参照)、車両に有効な復元モーメントを発生させることはできない。

【0197】それ故、前輪が限界制動域にあると、図8の旋回判定ルーチンに示されているようにステップS309の判別結果を経て、旋回フラグFdをハンドル角ベースの旋回方向フラグFds、即ち、ハンドル角 θ に基づいて設定するようにしてあるので(ステップS311)、この場合、図49に示されているように車両の進行方向(破線の矢印)が左であっても、その旋回方向は右(実線の矢印)であるとして判定される。

【0198】このようにして旋回方向が変更されると、要求ヨーモーメント γ_d の算出の項で説明したようにヨーレイト偏差 $\Delta\gamma$ の正負が反転されるので、ここでは実行制御フラグFcosではなく制御実行フラグFcusが1に設定される。従って、この場合には、表1及び図26の選択ルーチンから明らかなように左前輪FWLのブレーキ圧が減少され、そのスリップ率が減少されることになる。この結果、図49に示されているように左前輪FWLのコーナリングフォースFyが増加し、車両に回頭モーメントM(+)が発生する。この回頭モーメントM(+)は図48中の復元モーメントM(-)と同一方向に作用するから、結果的に車両には復元モーメントが有効に働き、こ

40

れにより、車両の旋回を安定させることができる。

【0199】ここで、表1及び図26の選択ルーチンに従えば、左前輪FWLのブレーキ圧が減少される場合、右後輪RWRのブレーキ圧は同時に増加されるべきである。しかしながら、カウンタステアの状態にあっては、右後輪RWRに関し、そのブレーキ圧の増圧は禁止される。即ち、前述したカウンタステアフラグFcsの値が1に設定されていると(Fcs=1)、図29の設定部94

(増減圧禁止補正部90)においては、そのAND回路97の入力条件が満たされ、AND回路97から増圧禁止フラグFkl(i)がスイッチ91に供給されることになる。従って、この場合、増圧モードにある右後輪RWRのパルス幅Wpls(4)が0に強制的に変更されることになる。この結果、ABS制御が作動しても、制御信号選択部(図3及び図41参照)を経てヨーモーメント制御でのパルス幅Wpls(4)がパルス幅WW(4)として優先して出力される場合、右後輪RWRのブレーキ圧は増圧されることがない。

【0200】ここで、右後輪RWRの制動力の増加に伴いスリップ率を増加させても、そのコーナリングフォースは減少してしまうので、この場合、右後輪RWRでのスリップ率増大は図49の回頭モーメントM(+)の付加に全く寄与しないか、又は悪影響を与えてしまうことになるが、しかしながら、この場合、右後輪RWRにおけるブレーキ圧の増圧が禁止されているから、上述の不具合を受けることはない。

【0201】過大スリップ：図29の設定部95(増減圧禁止補正部90)において、そのAND回路98の入力が何れもオンとなる状況に至ると、即ち、増圧モードにある車輪のスリップ率Sl(i)がその許容スリップ率Slmax(i)よりも大きくなると、AND回路98からスイッチ92に増圧禁止フラグFk2(i)=1が出力される結果、スイッチ92が切り換えられ、そのパルス幅Wpls(i)が0に強制的に変更される。

【0202】従って、ヨーモーメント制御の実行に伴い、増圧モードにある車輪の制動力が増加される結果、そのスリップ率が許容値以上に増加すると、これ以上、その車輪の制動力は増加されないで、その車輪に過大なスリップを発生させることはなく、ABS制御の作動を招くこともない。ここで、許容スリップ率Slmax(i)は、図32に示したように要求ヨーモーメント γ_d に基づいて設定されるから、その要求ヨーモーメント γ_d が大きく、車両がヨーモーメント制御を強く要求しているような状況にあっては、増圧禁止フラグFk2(i)が1に設定され難くなるので、増圧モードの車輪が不所望にして増圧禁止となるようなこともなく、そのヨーモーメント制御を効果的に実行することができる。

【0203】一方、ヨーモーメント制御の実行に伴い、車輪のブレーキ圧が増圧モードで制御され続けた結果、その車輪に対してABS制御が開始されてしまうと、こ

41

の場合、許容スリップ率 $S_{\max}(i)$ の最大値は、ABS 制御が開始された時点での車輪のスリップ率つまり判定スリップ率 $S_{\text{lst}}(i)$ (又は $S_{\text{lst}}(i)$ の 95%) に設定され、そして、その増加比率もまた新たな最大値に基づいて設定される (図 31 の増圧禁止フラグ $F_{k2}(i)$ の設定ルーチン参照)。

【0204】従って、ABS 制御により車輪のロック傾向が解消され、その車輪の制御が ABS 制御からヨーモーメント制御に復帰したとしても、この後のヨーモーメント制御では車輪の増圧モードが禁止されるので、その車輪が再びロック傾向となることはなく、ABS 制御とヨーモーメント制御との間で制御が頻繁に切り替わるようなこともない。

【0205】ABS 協調: ABS 制御が作動され、各車輪が前述した駆動モード $M_{\text{abs}}(i)$ 及びパルス幅 $W_{\text{abs}}(i)$ に基づいて制御される場合、図 50 に示されるように右旋回 U 時にあっては、基本的なヨーモーメント制御での制御対象である対角車輪、即ち、左前輪 F WL 及び右後輪 R WR に加え、右前輪 F WR もまた制御の対象となり、右前輪 F WR は減圧モードで制御されることとなる。

【0206】右後輪 R WR に関して ABS 制御が作動されているような状況にあると、右後輪 R WR における制動力 F_x の増大、即ち、そのコーナリングフォース F_y の減少は望むべくもないけれども、その分、右前輪 F WR の制動力の減少に伴いそのコーナリングフォース F_y が増加されるので、この場合には主として車両前後のコーナリングフォース F_y の差に基づき、車両に回頭モーメント $M(+)$ を十分に発生させることができる。

【0207】また、図 51 に示されるように右旋回 O 時にあっては、ヨーモーメント制御での制御対象である左前輪 F WL 及び右後輪 R WR に加え、左後輪 R WL が減圧モードで制御されるので、ABS 制御により左前輪 F WL でのコーナリングフォース F_y の減少が有効に発揮されなくても、前述の場合と同様に主として車両前後のコーナリングフォース F_y の差に基づき、車両に復元モーメント $M(-)$ を十分に発生させることができる。

【0208】更に、ヨーモーメント制御が前述したように左右後輪を制御対象車輪として実行されていて、図 52 に示されているように右旋回 U 時にあっては、その制御対象車輪に加えて、左前輪 F WL が減圧モードで制御される結果、ABS 制御により右後輪 R WR での制動力の増加が機能しなくても、その分、左前輪 F WL のコーナリングフォース F_y を増加させて車両に回頭モーメント $M(+)$ を発生させることができ、また、図 53 に示されているように右旋回 O 時にあっては、その制御対象車輪に加えて右後輪 R WR が減圧モードで制御されるので、左前輪 F WL での増圧が不能であっても、その分、右後輪 R WR でのコーナリングフォース F_y を増加させることで、車両に復元モーメント $M(-)$ を発生させる

42

ことができる。

【0209】

【発明の効果】以上説明したように、請求項 1, 2 の旋回制御装置によれば、カウンタステア状態では後輪での制動力の増加を規制するようにしたので、その後輪が車体に発生すべきヨーモーメントに悪影響を与えることがなく、カウンタステアの場合でも、車両の旋回挙動を安定化させることができる。

【0210】請求項 3 の装置によれば、車両の限界制動時にはハンドル角センサの出力に基づいて車両の旋回方向を検出しているから、この場合、カウンタステア状態にあっても、制御対象となる前輪を適切に選択でき、その前輪の制動力減少により車体に有効なヨーモーメントを発生させることができる。請求項 4 の装置によれば、アンチスキッドブレーキ制御装置が作動したとき、車両が限界制動時にあると判定しているので、車両の旋回方向の検出に際し、ヨーレートベースからハンドル角ベースへの切り換えが適切に行える。この結果、制御対象となる前輪の選択もまた適切になり、車体に有効なヨーモーメントを発生させることができる。

【0211】請求項 5 の装置によれば、ハンドル角ベースとヨーレートベースで検出した旋回方向が不一致のとき、カウンタステア状態であると判定しているので、その判定を正確に行うことができる。請求項 6 の装置によれば、カウンタステア状態であるときに加えて、車両が限界制動時にあるときに、後輪での制動力の増加を規制しているから、請求項 1, 2 での効果が更に高まることになる。

【0212】請求項 7 の装置によれば、車輪間に与えるべき制動力差をその時点での車両の旋回状態に応じて適切に設定でき、車両の安定性の高い旋回挙動を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】ヨーモーメント制御を実行するブレーキシステムの示した概略図である。

【図 2】図 1 のブレーキシシステム中、ECU (電子制御ユニット) に対する各種センサ及び H U (ハイドロユニット) の接続関係を示した図である。

【図 3】ECU の機能を概略的に説明する機能ブロック図である。

【図 4】ECU が実行するメインルーチンを示したフローチャートである。

【図 5】ステアリングハンドルの操作時、ハンドル角 θ の時間変化を示したグラフである。

【図 6】図 4 のステップ S 2 内の一部であるブレーキペダルの踏み増しフラグ設定ルーチンを示したフローチャートである。

【図 7】図 3 の旋回判定部の詳細を示すブロック図である。

【図 8】図 3 の旋回判定部にて実行される旋回判定ルー

チンの詳細を示したフローチャートである。

【図 9】図 3 の目標ヨーレイト計算部の詳細を示すブロック図である。

【図 10】図 3 の要求ヨーモーメント計算部の詳細を示すブロック図である。

【図 11】要求ヨーモーメント計算ルーチンを示したフローチャートである。

【図 12】要求ヨーモーメントの計算にて、比例ゲイン K_p を求めるブロック図である。

【図 13】比例ゲインの K_p に関し、その補正係数 K_{p1} の算出ルーチンを示したフローチャートである。

【図 14】車体速 V_b と参照横 G_{yr} との関係を示したグラフである。

【図 15】車両の旋回時、重心スリップ角 β に対する車体の旋回挙動を説明するための図である。

【図 16】比例ゲイン K_p 及び積分ゲイン K_i に関し、その補正係数 K_{p2} 、 K_{i2} の算出ルーチンを示したフローチャートである。

【図 17】重心スリップ角速度 $d\beta$ と基準補正係数 K_{cb} との関係を示したグラフである。

【図 18】ヨーレイト振動成分 γ_v を算出するブロック図である。

【図 19】比例ゲイン K_p に関し、その補正係数 K_{p3} の算出ルーチンを示したフローチャートである。

【図 20】ヨーレイト振動成分 γ_v と補正係数 K_{p3} との関係を示したグラフである。

【図 21】要求ヨーモーメントの計算において、その積分ゲイン K_i を求めるブロック図である。

【図 22】ハンドル角 θ の絶対値と積分ゲイン K_i の補正係数 K_{i1} との関係を示すグラフである。

【図 23】図 3 のヨーモーメント制御部の詳細を示すブロック図である。

【図 24】図 23 中、制御開始終了判定部の詳細を示すブロック図である。

【図 25】要求ヨーモーメントの大きさに対する制御実行フラグ F_{cus} 、 F_{cos} の設定基準を示すグラフである。

【図 26】制御モードの選択ルーチンを示すフローチャートである。

【図 27】図 26 の選択ルーチンにて設定された制御モード $M(i)$ と駆動モード $M_{pls}(i)$ 及びパルス幅 $W_{pls}(i)$ との関係を示したタイムチャートである。

【図 28】駆動モード $M_{pls}(i)$ の設定ルーチンを示したフローチャートである。

【図 29】図 23 中、増減圧禁止補正部の詳細を示したブロック図である。

【図 30】増減圧禁止補正部に関し、増圧禁止フラグ $F_{k1}(i)$ の設定ルーチンを示したフローチャートである。

【図 31】増減圧禁止補正部に関し、増圧禁止フラグ $F_{k2}(i)$ の設定ルーチンを示したフローチャートである。

【図 32】要求ヨーモーメント γ_d と許容スリップ率 S_l

$_{max}$ との関係を示したグラフである。

【図 33】ABS 制御の作動後における要求ヨーモーメント γ_d と許容スリップ率 S_{lmax} との関係を示したグラフである。

【図 34】防止フラグ F_{k3} の設定ルーチンを示したフローチャートである。

【図 35】図 23 中、制御信号強制変更部の詳細を示したブロック図である。

【図 36】図 23 中、駆動判定部の一部を示したブロック図である。

【図 37】図 23 中、駆動判定部の一部を示したブロック図である。

【図 38】図 23 中、駆動判定部の一部を示したブロック図である。

【図 39】図 23 中、駆動判定部の一部を示したブロック図である。

【図 40】ABS 協調ルーチンを示したフローチャートである。

【図 41】図 3 中、制御信号選択部の詳細を示したブロック図である。

【図 42】駆動信号初期設定ルーチンを示したフローチャートである。

【図 43】駆動ルーチンを示したフローチャートである。

【図 44】駆動モード $MM(i)$ 、パルス幅 $WW(i)$ と実駆動モード $M_{exe}(i)$ 、パルス幅 $W_{exe}(i)$ との関係を示したタイムチャートである。

【図 45】スリップ率に対する制動力／コーナリングフォース特性を示したグラフである。

【図 46】制動中での右旋回 US 時におけるヨーモーメント制御の実行結果を説明するための図である。

【図 47】制動中での右旋回 OS 時におけるヨーモーメント制御の実行結果を説明するための図である。

【図 48】非制動時でのカウンタステア状態でのヨーモーメント制御の実行結果を説明するための図である。

【図 49】限界制動時でのカウンタステア状態でのヨーモーメント制御の実行結果を説明するための図である。

【図 50】ABS 制御時且つ右旋回 US 時でのヨーモーメント制御（対角車輪ベース）の実行結果を説明するための図である。

【図 51】ABS 制御時且つ右旋回 OS 時でのヨーモーメント制御（対角車輪ベース）の実行結果を説明するための図である。

【図 52】ABS 制御時且つ右旋回 US 時でのヨーモーメント制御（左右後輪ベース）の実行結果を説明するための図である。

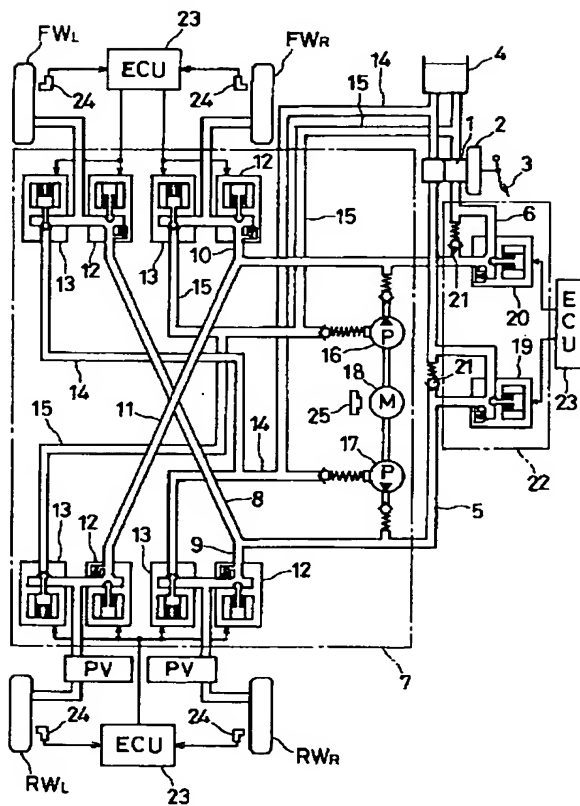
【図 53】ABS 制御時且つ右旋回 OS 時でのヨーモーメント制御（左右前輪ベース）の実行結果を説明するための図である。

【符号の説明】

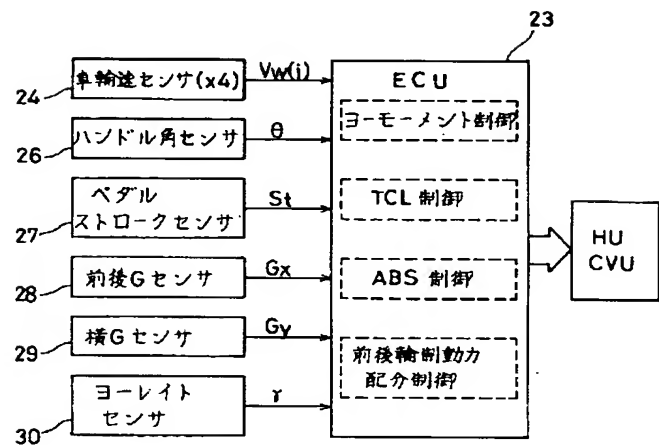
- 2 タンデムマスタシリンダ
 3 ブレーキペダル
 12 入口バルブ
 13 出口バルブ
 16, 17 ポンプ
 18 モータ
 19, 20 カットオフバルブ
 22 HU (ハイドロユニット)

- 23 ECU (電子制御ユニット)
 24 車輪速センサ
 26 ハンドル角センサ
 27 ペダルストロークセンサ
 28 前後Gセンサ
 29 横Gセンサ
 30 ヨーレイトセンサ

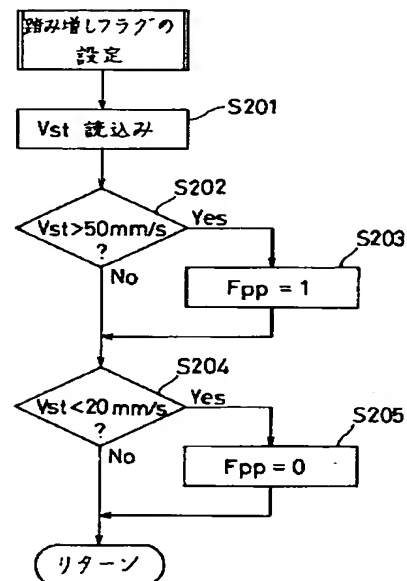
【図1】



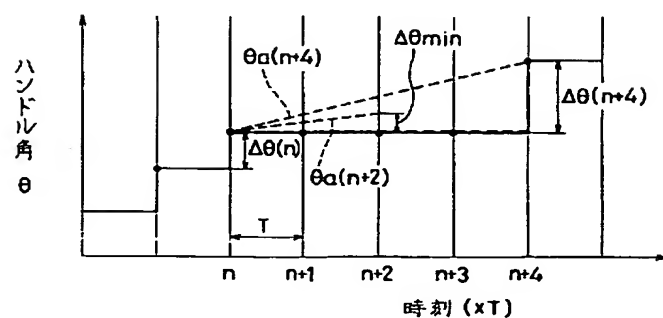
【図2】



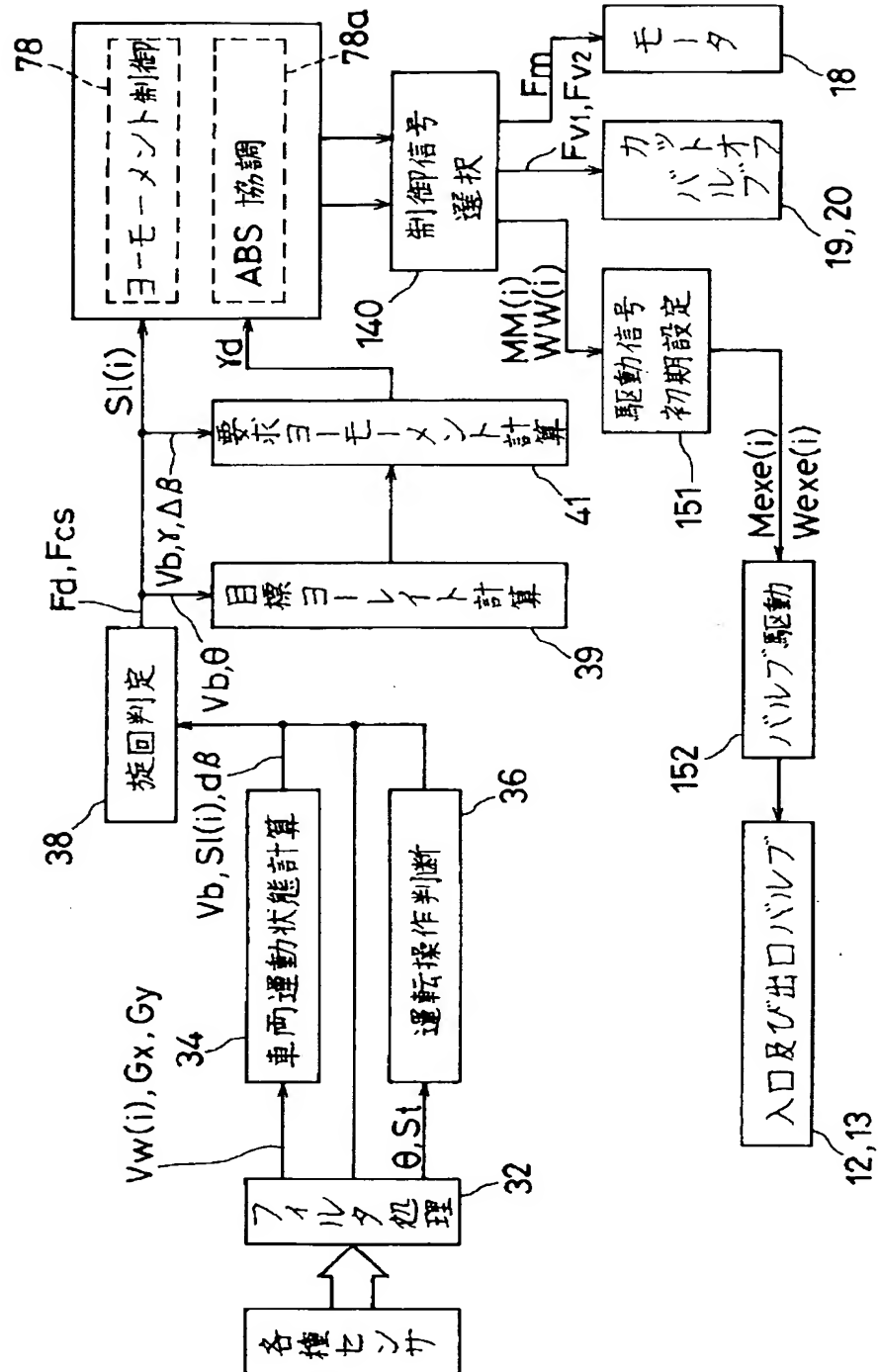
【図6】



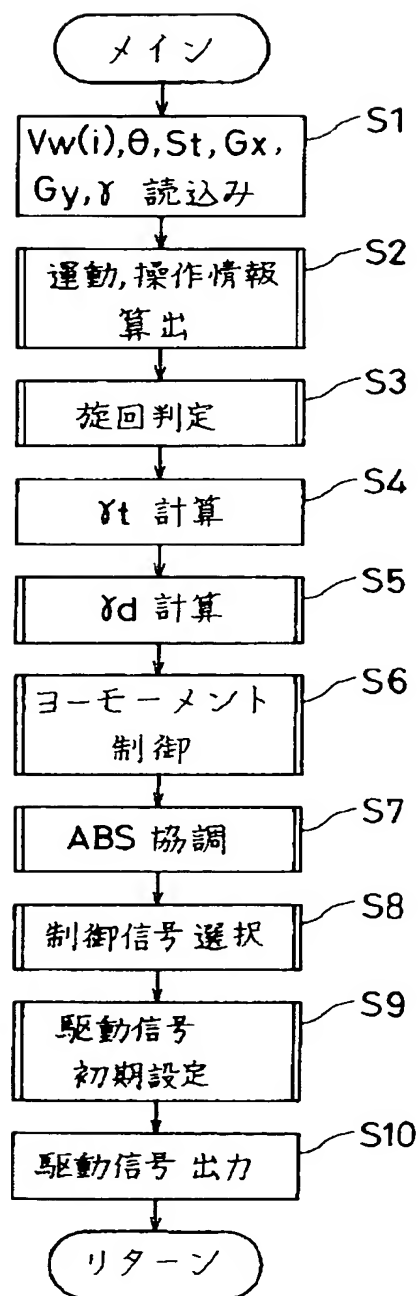
【図5】



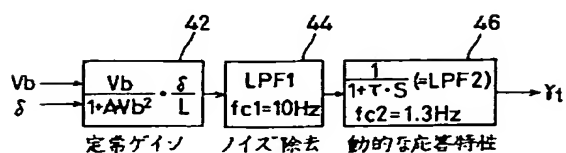
【図3】



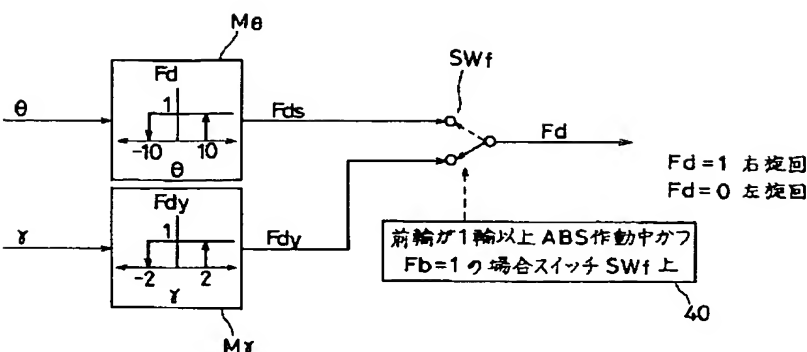
【図4】



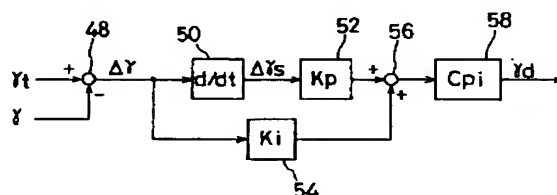
【図9】



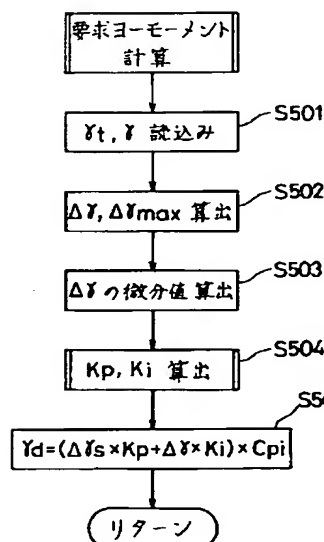
【図7】



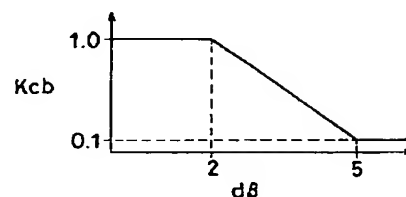
【図10】



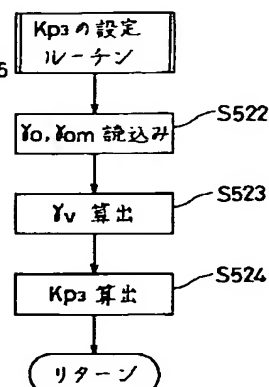
【図11】



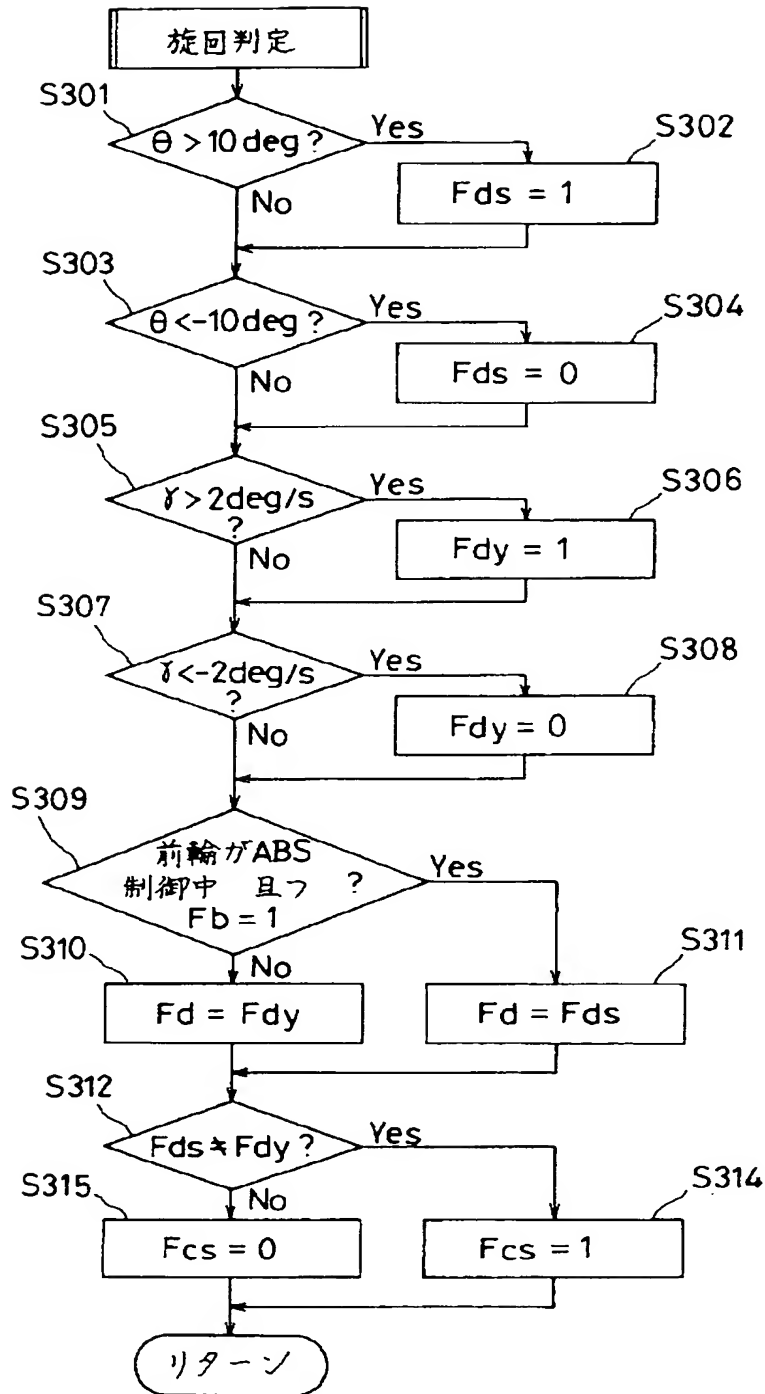
【図17】



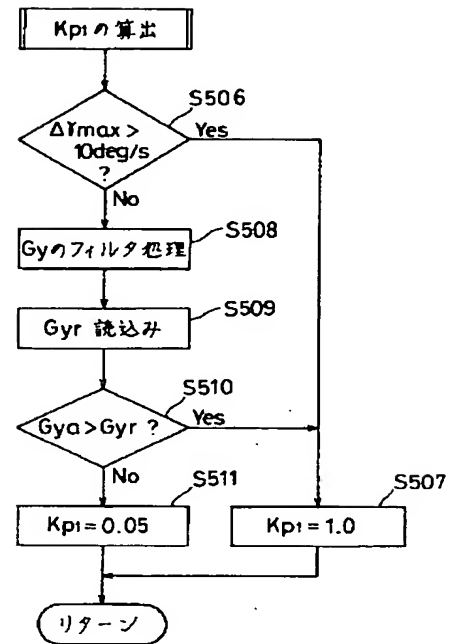
【図19】



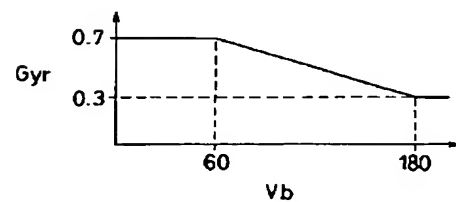
【図8】



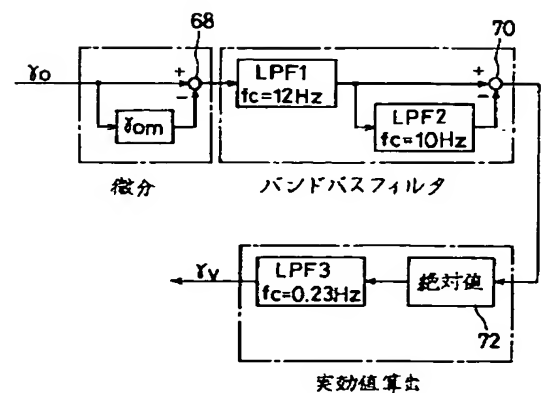
【図13】



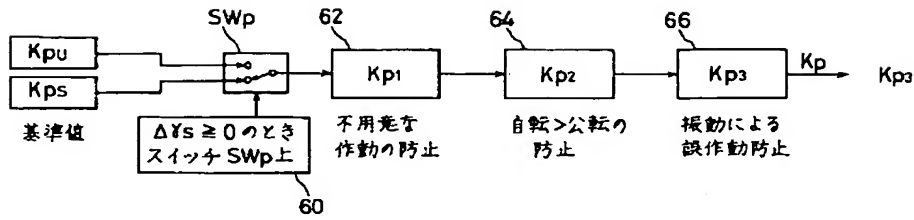
【図14】



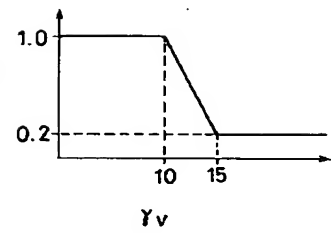
【図18】



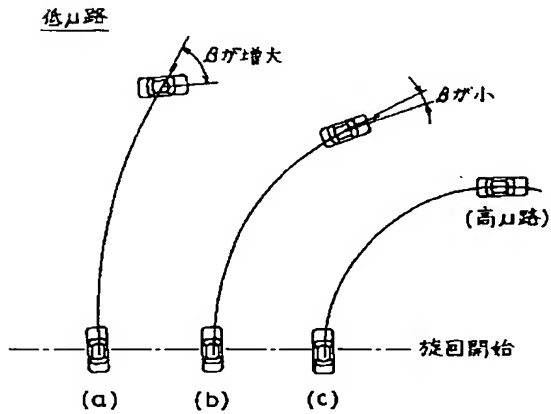
【図12】



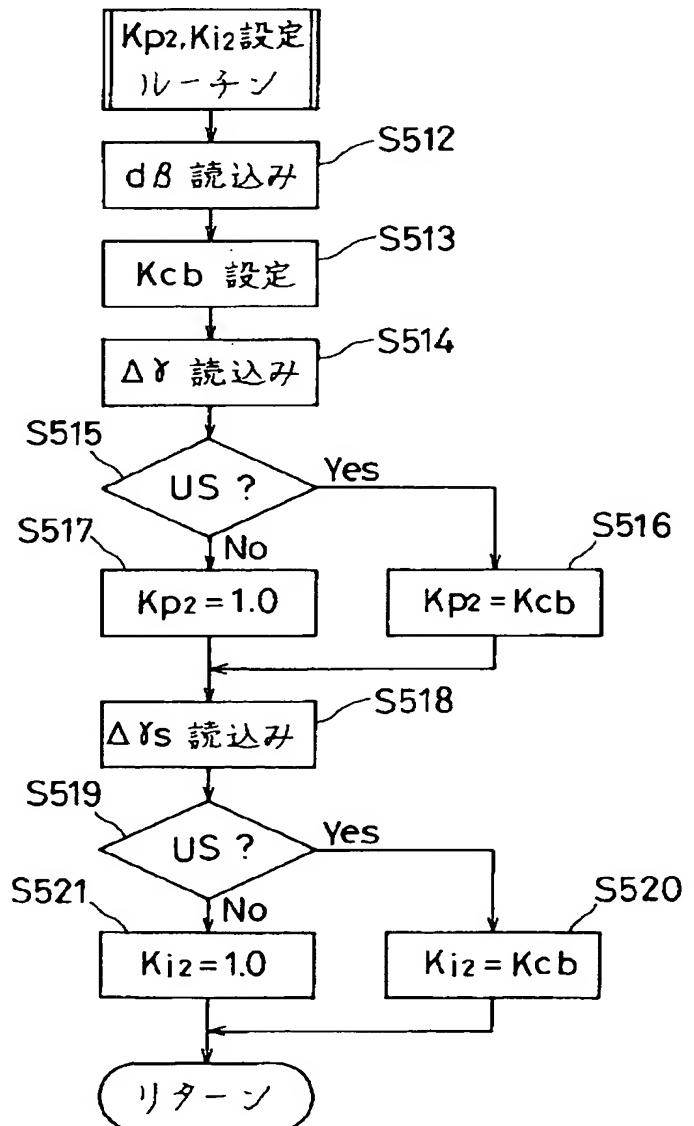
【図20】



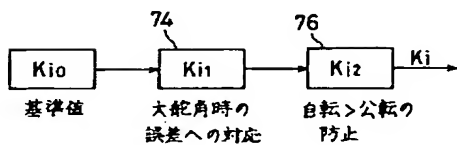
【図15】



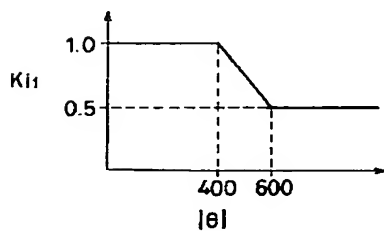
【図16】



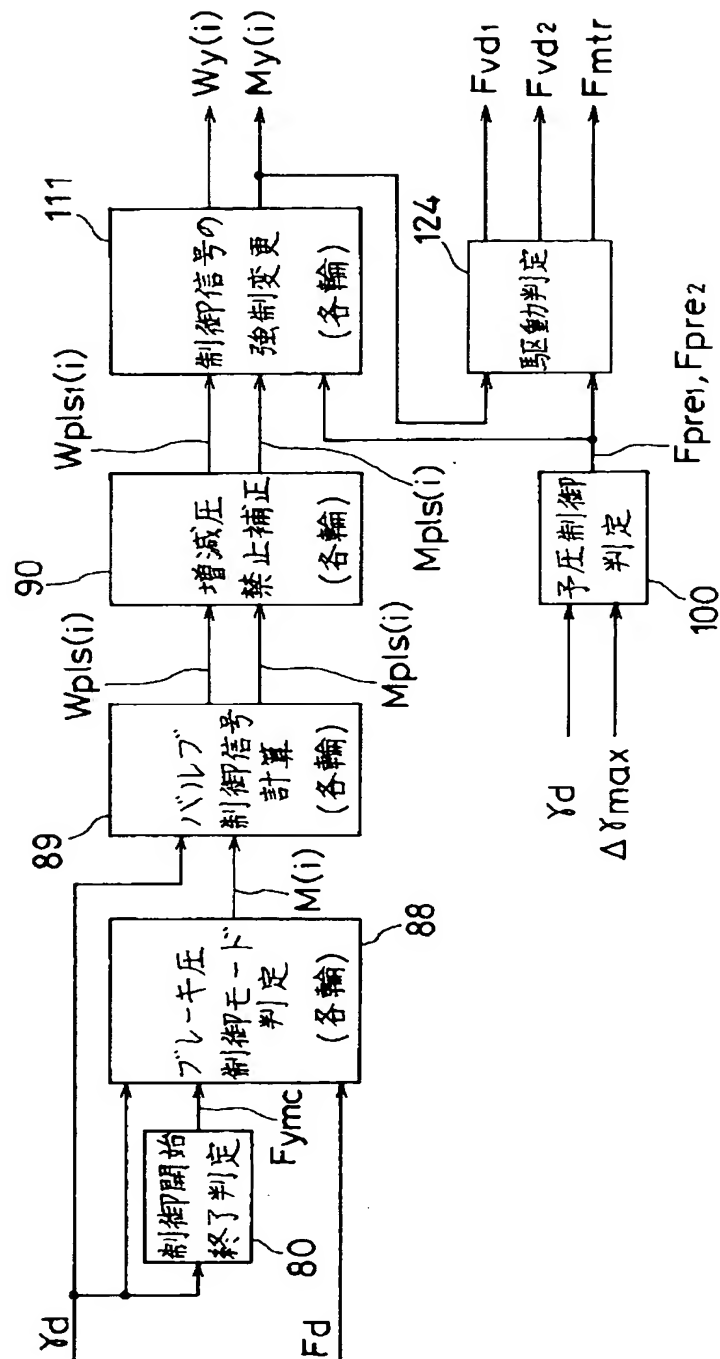
【図21】



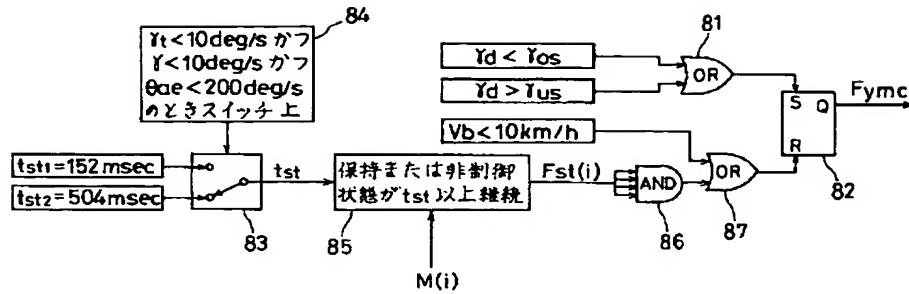
【図22】



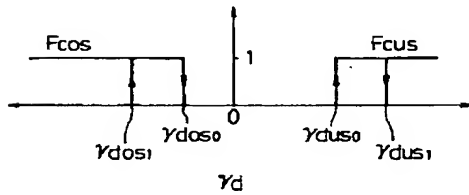
【図23】



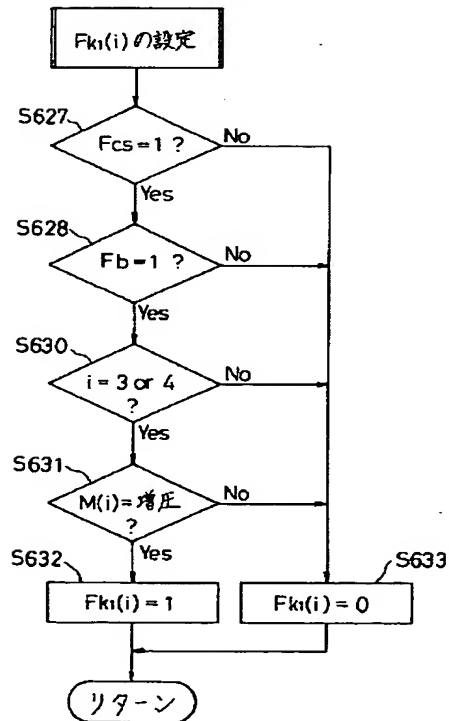
【図24】



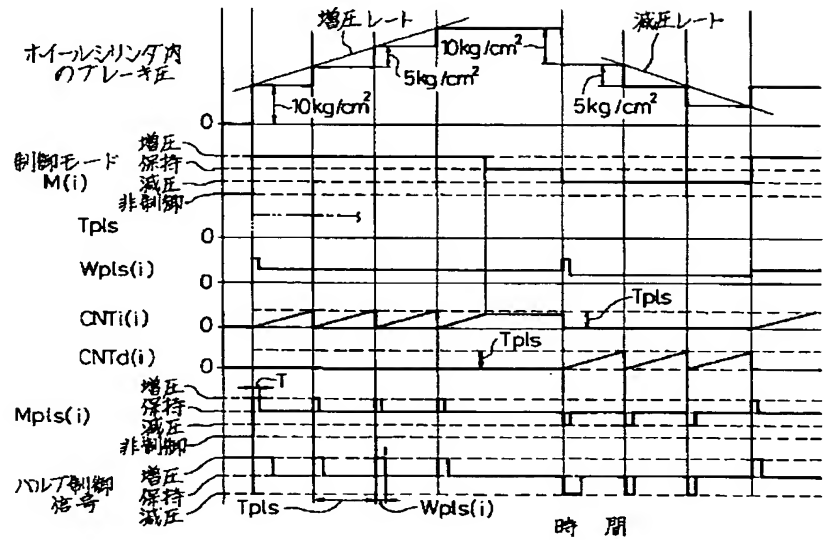
【図25】



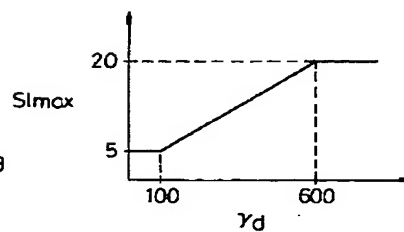
【図30】



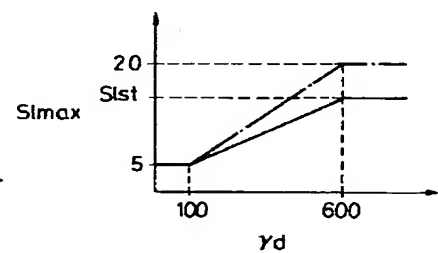
【図27】



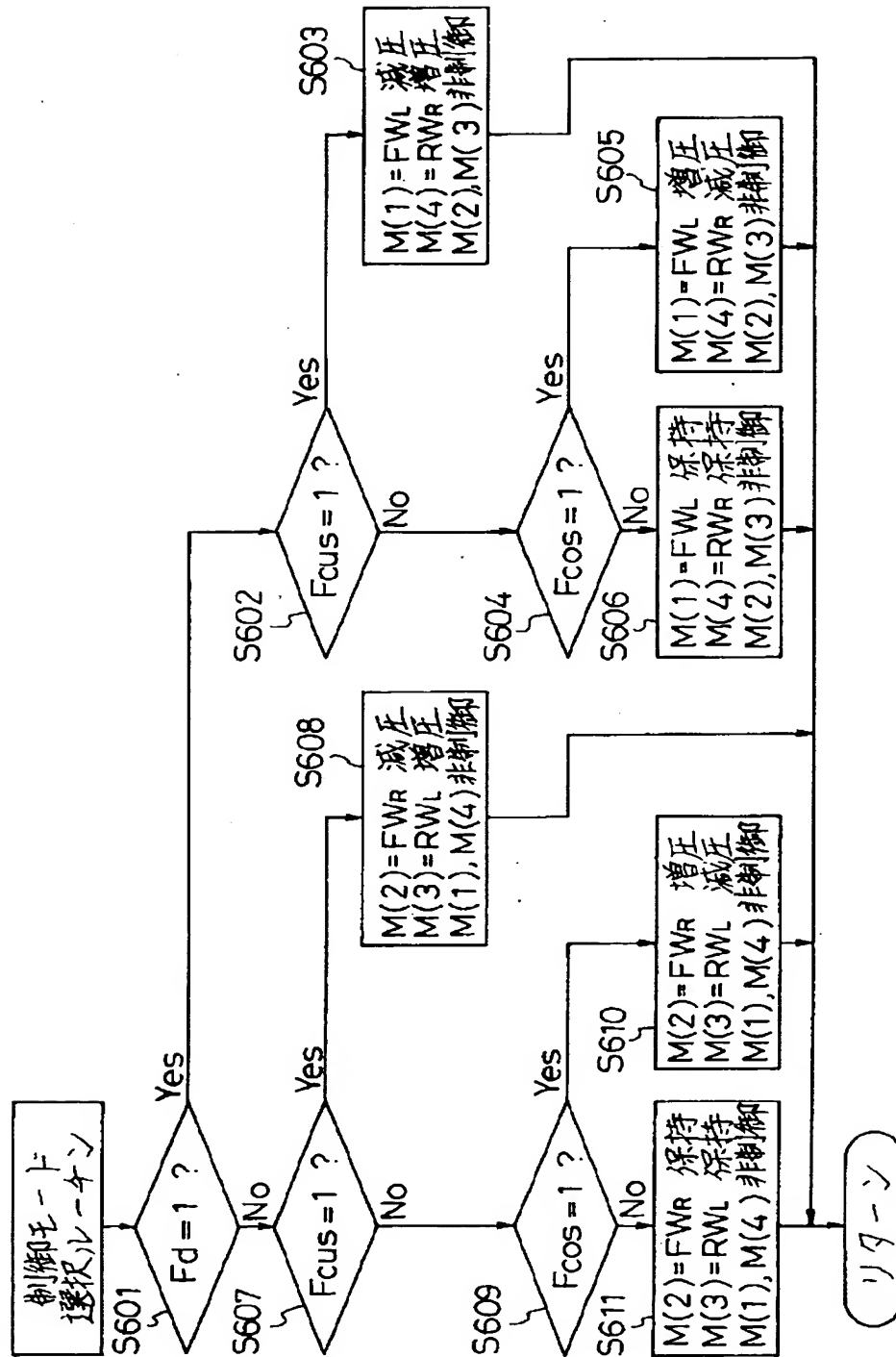
【図32】



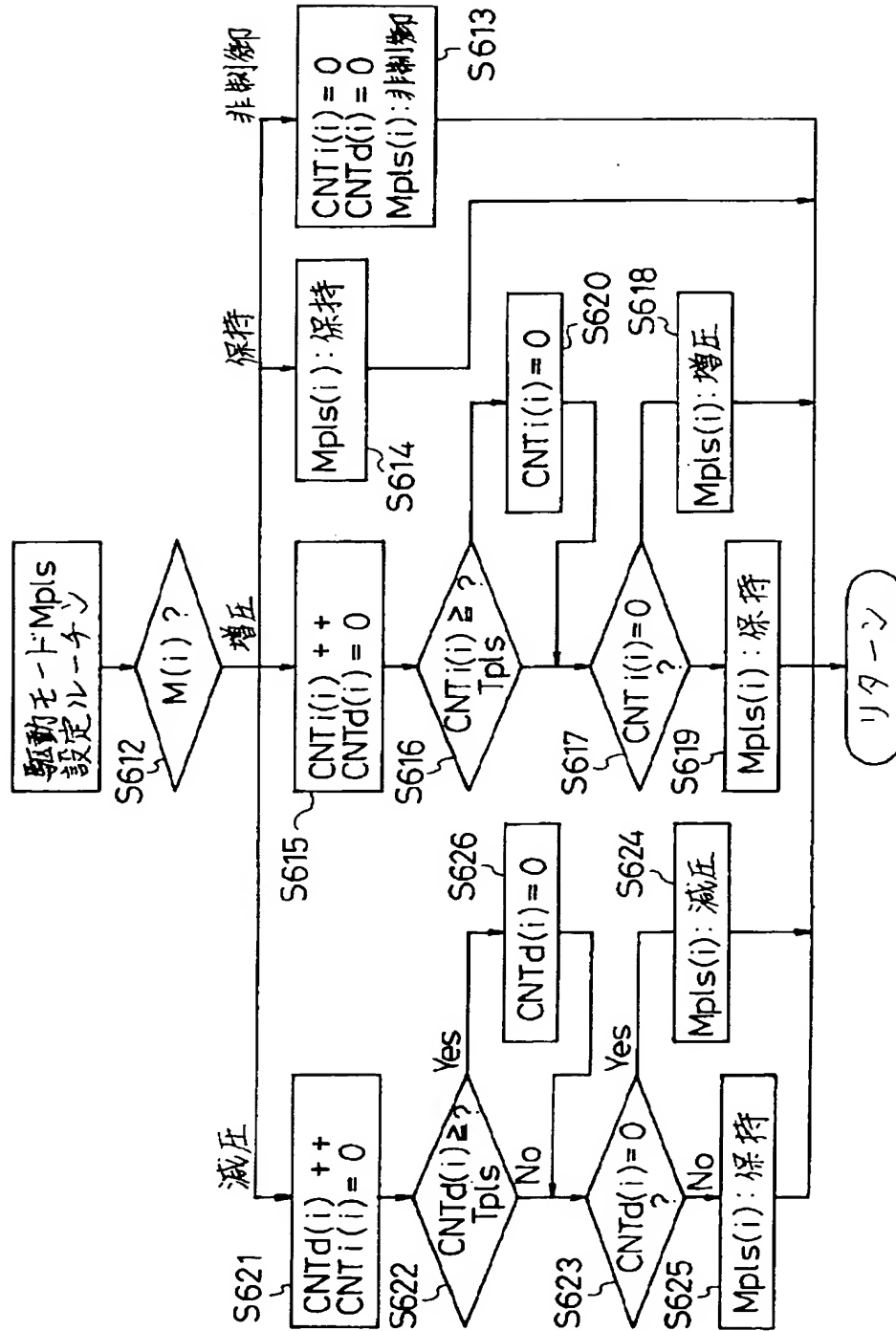
【図33】



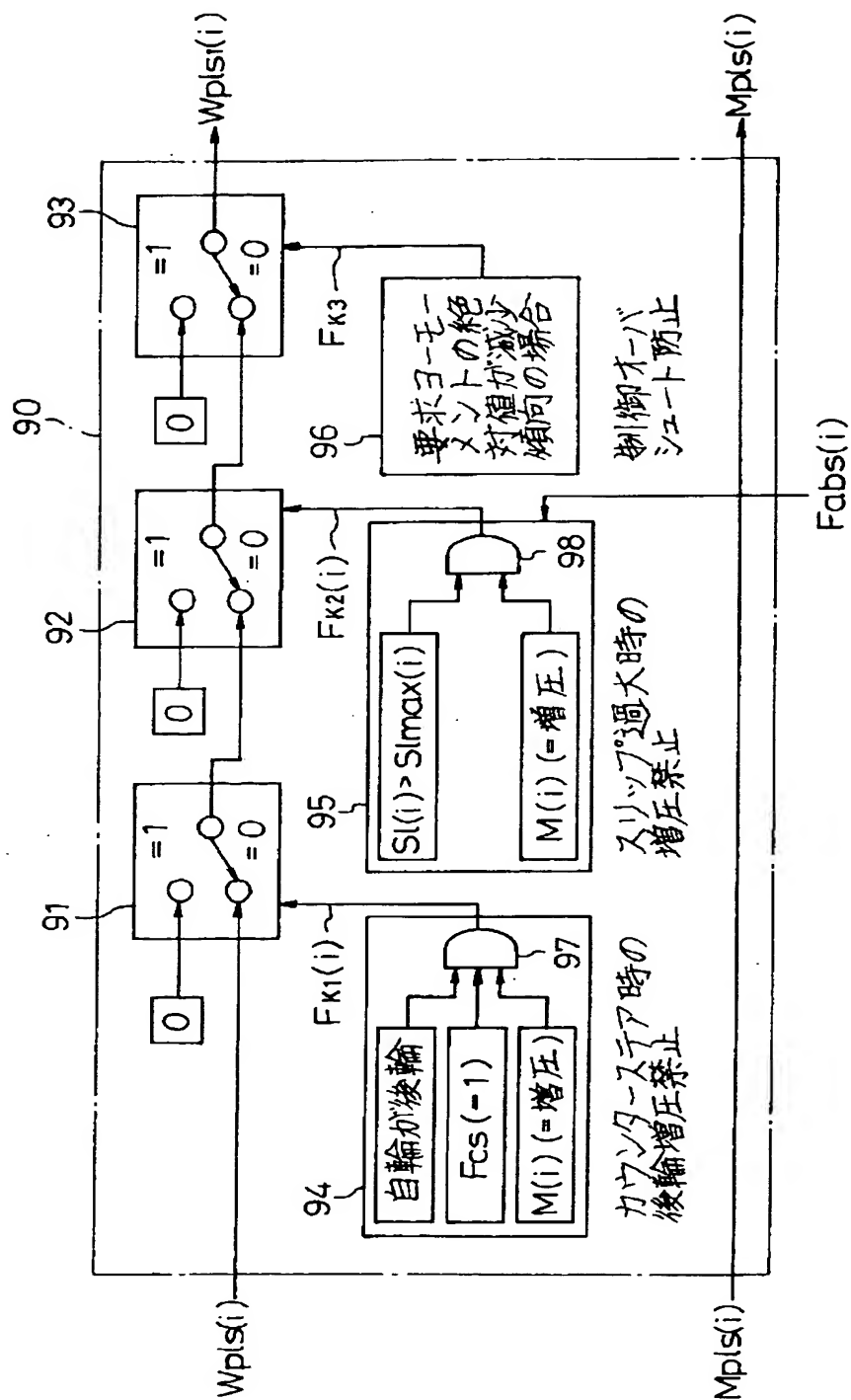
【図26】



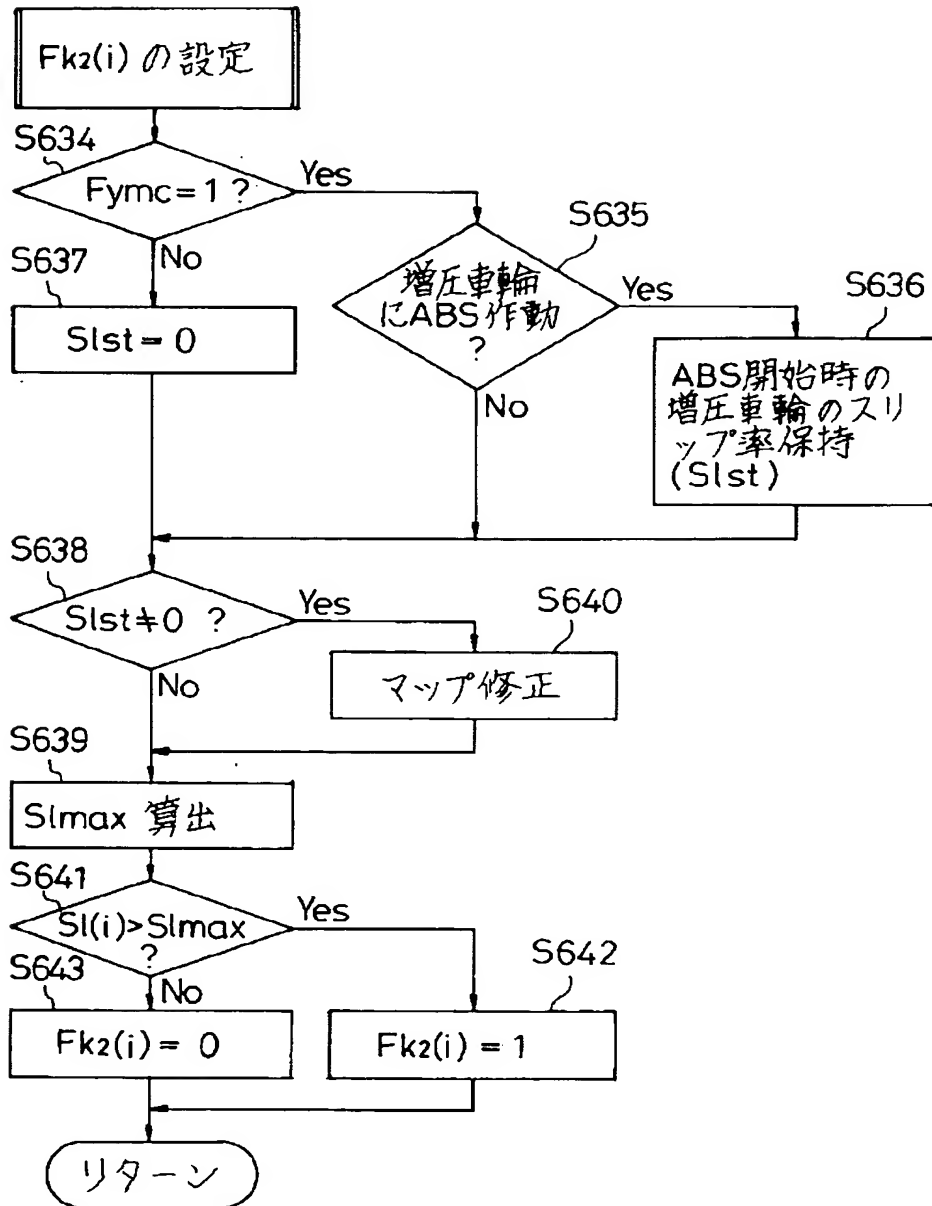
【図28】



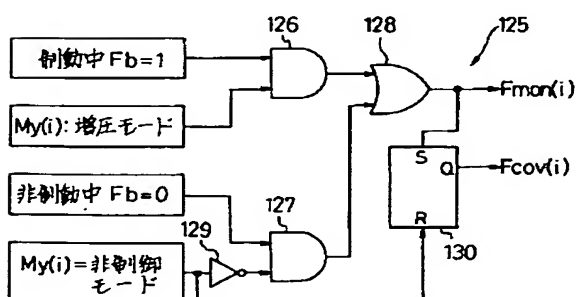
【図29】



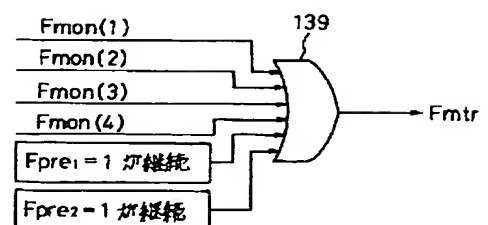
【図31】



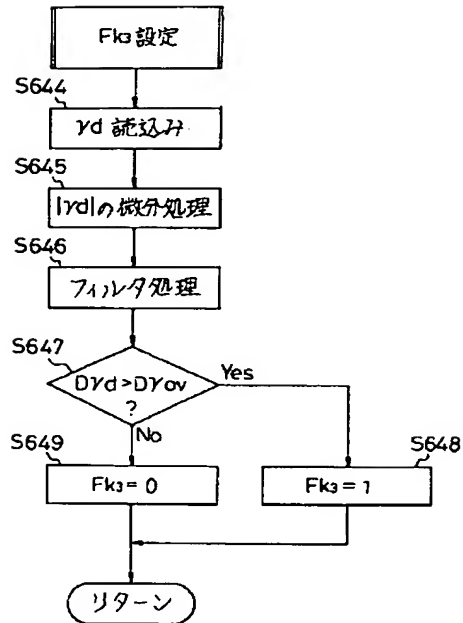
【図36】



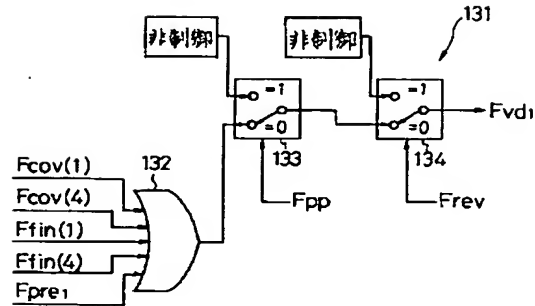
【図39】



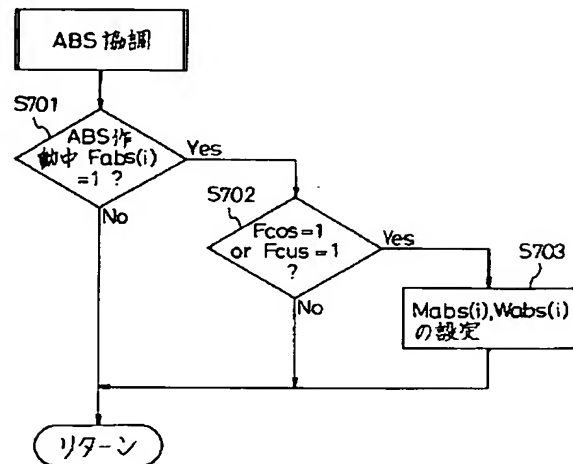
【図34】



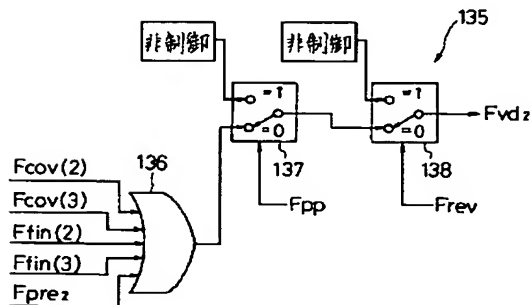
【図37】



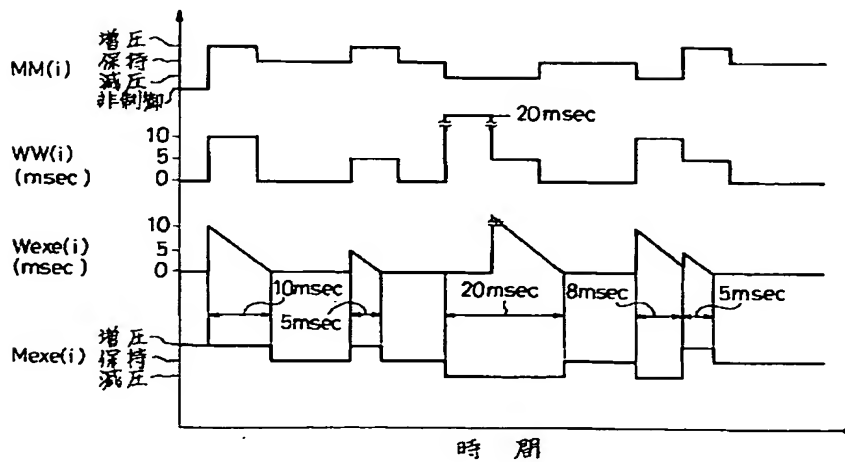
【図40】



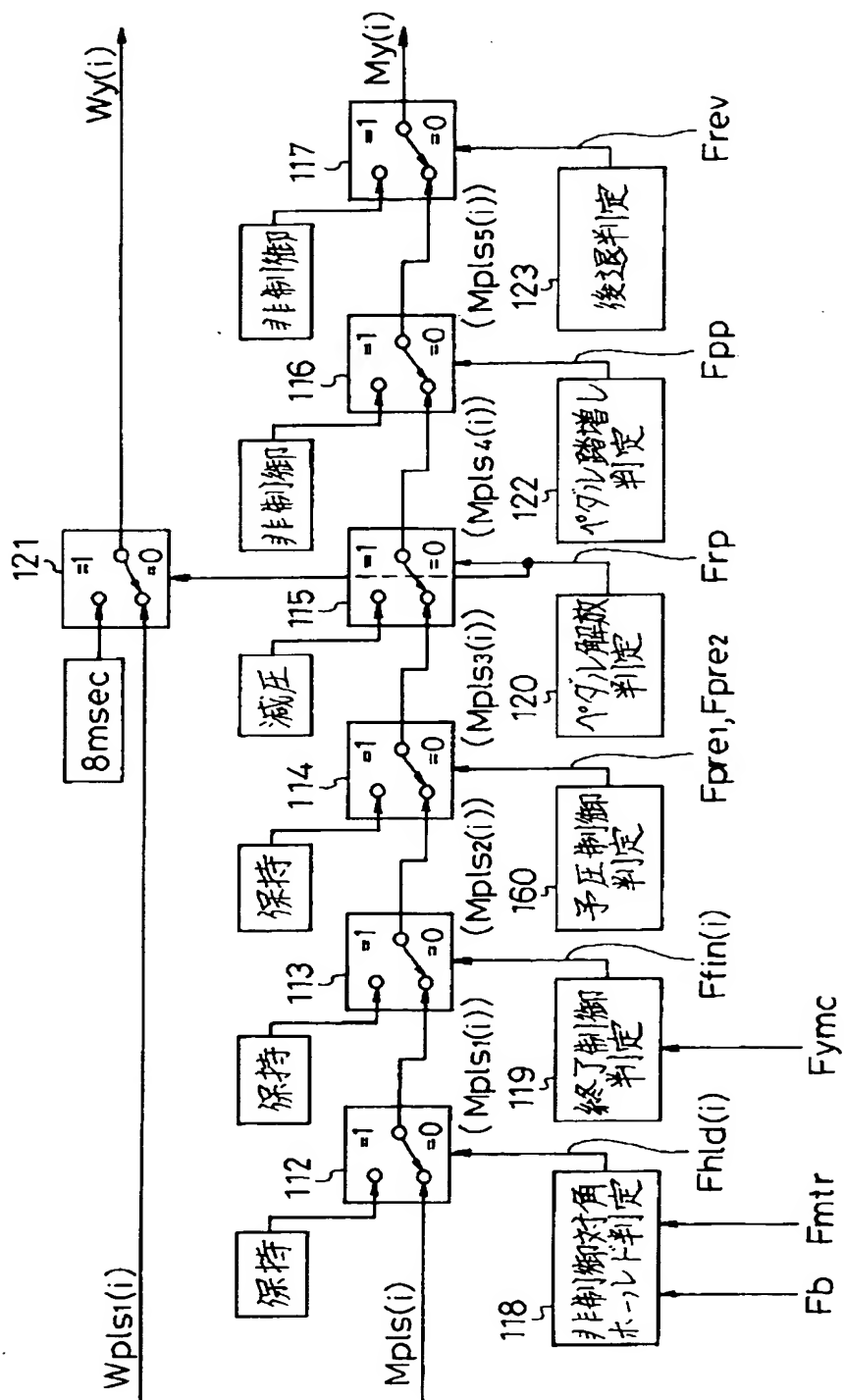
【図38】



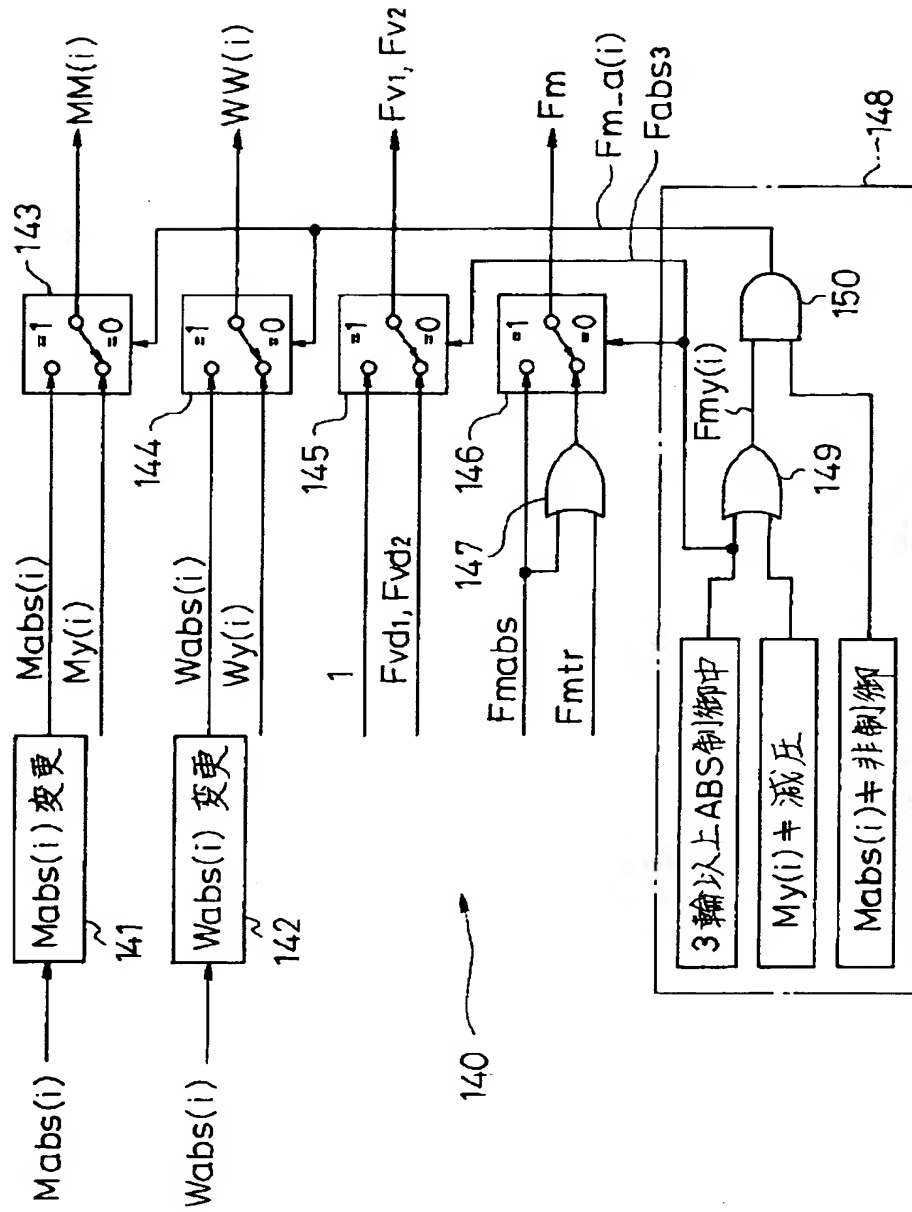
【図44】



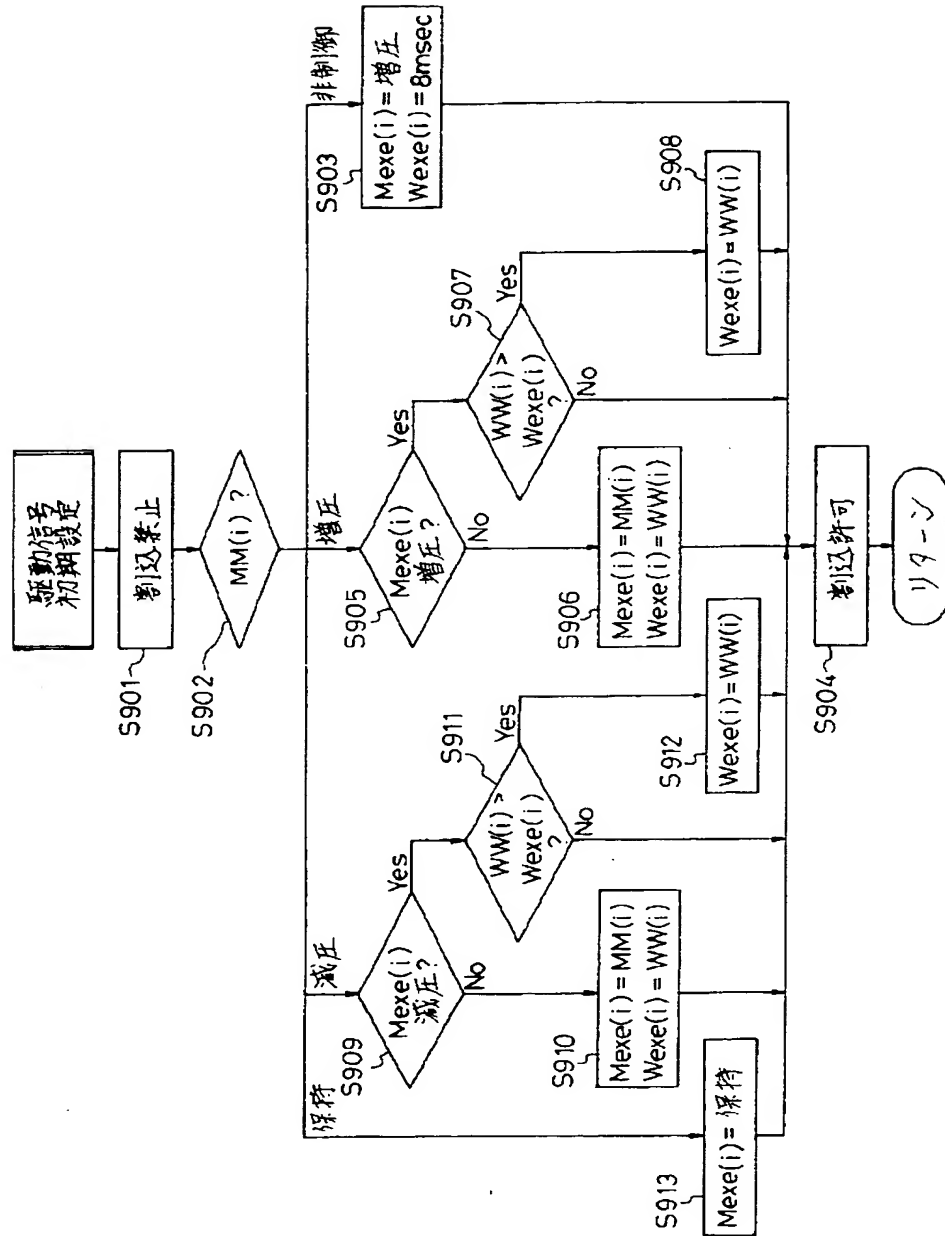
【図35】



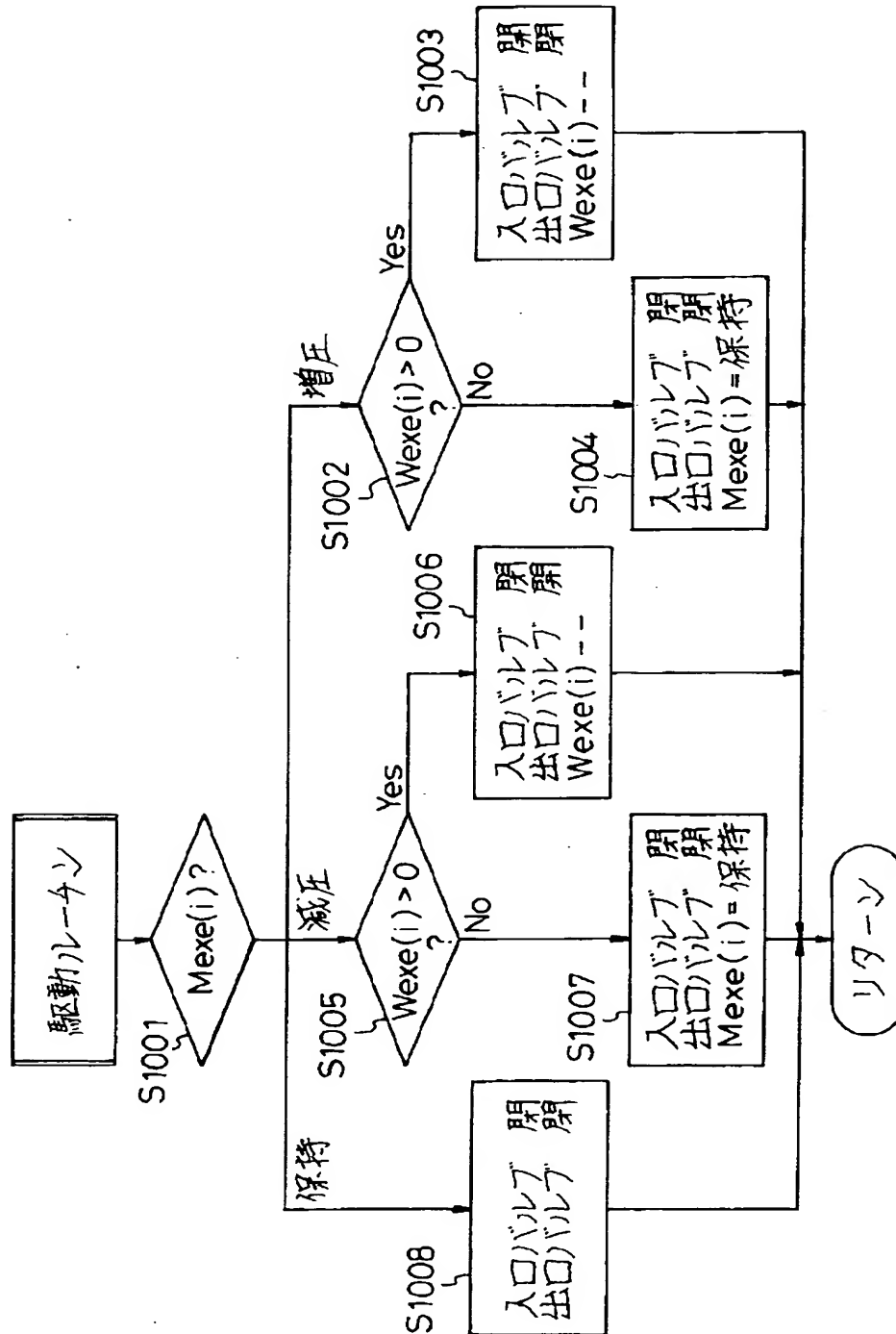
【図41】



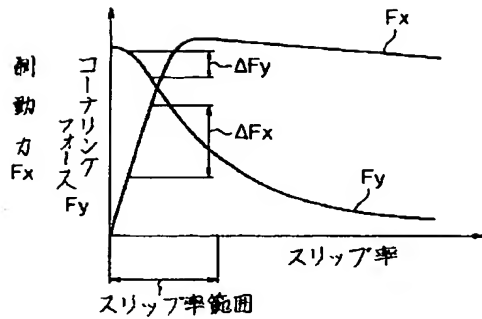
【図42】



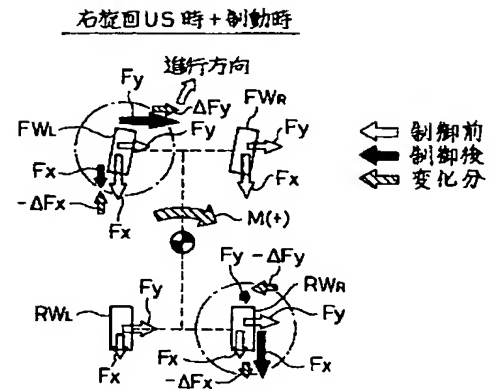
【図43】



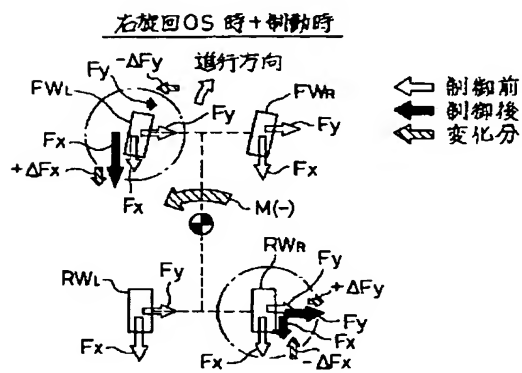
【図45】



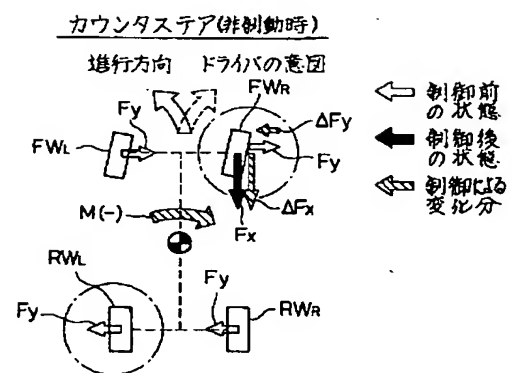
【図46】



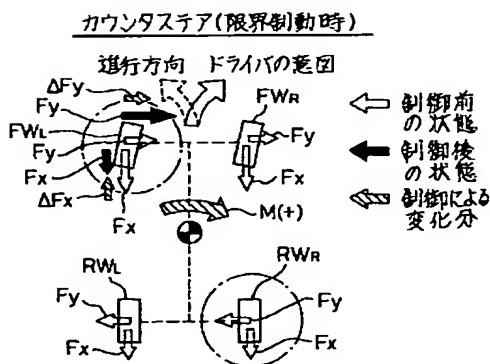
【図47】



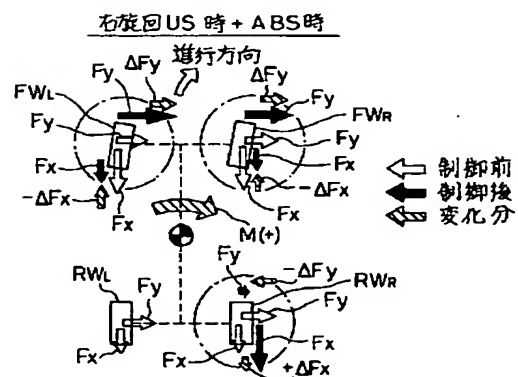
【図48】



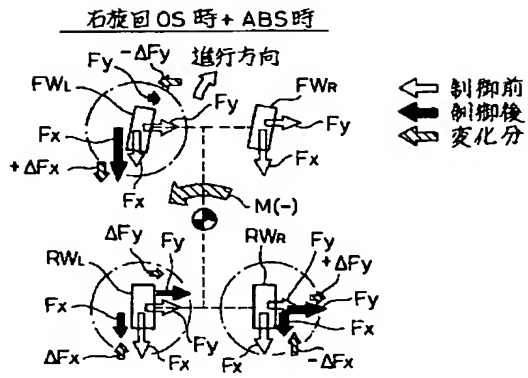
【図49】



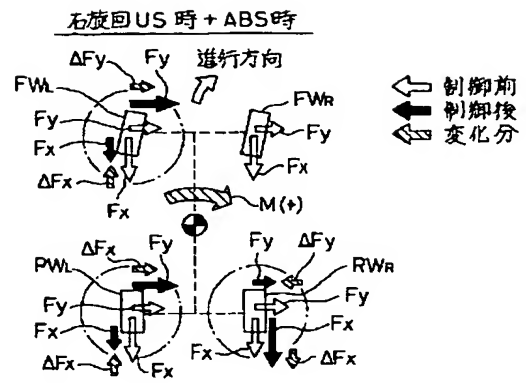
【図50】



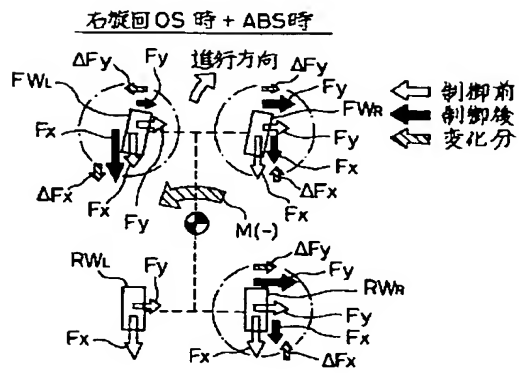
【図 5 1】



【図 5 2】



【図 5 3】



* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The revolution control unit of the vehicles which give a difference to the selected damping force between wheels at the time of the braking revolution of vehicles characterized by providing the following, and vehicles are made to generate the yaw moment based on this damping force difference, and control revolution of vehicles A counter steer detection means to detect the counter steer state of vehicles and to output the detecting signal A regulation means to regulate the increase in rear wheel damping force when the aforementioned detecting signal is outputted

[Claim 2] It is the revolution control unit of the vehicles according to claim 1 characterized by to see a generating means generate the aforementioned yaw moment, in the revolution direction of vehicles, it to use an outside front wheel and an inside rear wheel as an object wheel, and to make one damping force of these object wheel increase, and to decrease the damping force of another side, and for the aforementioned regulation means to undergo the output of the aforementioned detecting signal, and to regulate the increase in damping force with the rear wheel of the aforementioned inside.

[Claim 3] The revolution control unit of vehicles according to claim 2 characterized by providing the following The aforementioned generating means is a yaw rate sensor which detects yaw REITO of vehicles. The handle angle sensor which detects the handle angle of the steering handle of vehicles A revolution detection means to detect the revolution direction of vehicles based on the output of the aforementioned handle angle sensor at the time of marginal braking of the vehicles with which the slip ratio of a wheel exceeded the aforementioned usual range while usually detecting the revolution direction of vehicles based on the output of the aforementioned yaw rate sensor at the time of braking which has the slip ratio of a wheel in the usual range

[Claim 4] The aforementioned revolution detection means is the revolution control unit of the vehicles according to claim 3 characterized by including a judgment means to judge noting that there are vehicles at the time of marginal braking, when the aforementioned antiskid-brake control unit operates by building the antiskid-brake control unit into vehicles.

[Claim 5] The revolution control unit of vehicles according to claim 1 characterized by providing the following The aforementioned counter steer detection means is a yaw rate sensor which detects yaw REITO of vehicles. The handle angle sensor which detects the amount of steering of the steering handle of vehicles A revolution detection means to detect the revolution direction of vehicles based on the output of the aforementioned yaw rate sensor and a handle angle sensor, respectively A means to output the aforementioned detecting signal which shows a counter steer state when the revolution direction detected with the aforementioned revolution detection means is inharmonious

[Claim 6] It is the revolution control unit of the vehicles according to claim 1 further characterized by to regulate the increase in rear wheel damping force when the aforementioned regulation means receives a detecting signal from the aforementioned counter steer detection means and the aforementioned marginal braking detection means including a marginal braking detection means to detect the time of marginal braking of the vehicles with which the slip ratio of a wheel exceeded the usual range, and to output the detecting signal, respectively.

[Claim 7] A generating means to generate the aforementioned yaw moment is the revolution control unit of the vehicles according to claim 1 characterized by including a means to set up the aforementioned damping force difference, based on the differential value of the yaw REITO deflection between a means to set up target yaw REITO of vehicles, and aforementioned target yaw REITO and real yaw REITO of vehicles, and the aforementioned yaw REITO deflection.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to the revolution control unit of the vehicles which stabilize the revolution behavior of vehicles by controlling the damping force of a wheel at the time of braking revolution.

[0002]

[Description of the Prior Art] This kind of revolution control unit is indicated by JP,3-112755,A. This well-known revolution control unit gives a difference to the damping force of a right-and-left wheel, and makes vehicles generate the yaw moment according to the damping force difference based on the yaw REITO deflection between target yaw REITO of vehicles, and real yaw REITO, and it is made to obtain the target yaw moment at the time of revolution. So, according to the well-known revolution control unit, at the time of revolution, the excess and deficiency of the yaw moment in vehicles are canceled, and it is thought that stabilization of the revolution behavior can be attained.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, if it is in the well-known revolution control unit mentioned above, a counter steer to which the revolution direction of vehicles and the operation direction of the steering handle of a driver become inharmonious is not taken into consideration at the time of braking revolution. For this reason, even if the damping force of a rear wheel is increased in the state of a counter steer to give a damping force difference between right-and-left wheels, the cornering force of the rear wheel does not become what generating of the yaw moment which a driver means helps, and will have a bad influence on generating of the yaw moment depending on the case.

[0004] The place which this invention was made based on the situation mentioned above, and is made into the purpose generates the yaw moment of the suitable direction for vehicles also in the state of a counter steer, and is to offer the revolution control unit of the vehicles which can stabilize the revolution behavior of vehicles certainly.

[0005]

[Means for Solving the Problem] The above-mentioned purpose was attained by the revolution control unit of the vehicles of this invention, and in the revolution control unit of the type mentioned above, the revolution control unit of a claim 1 detected the counter steer state of vehicles, and is equipped with a counter steer detection means to output the detecting signal, and a regulation means to regulate the increase in rear wheel damping force when the detecting signal is outputted from the counter steer detection means.

[0006] see a generating means make vehicles generate the yaw moment, in the revolution direction of vehicles, it uses an outside front wheel and an inside rear wheel as an object wheel, and one damping force of these object wheel is made to increase, and the damping force of another side decreases, and a regulation means regulates the increase in the damping force in an inside rear wheel in response to the output of the detecting signal from a counter steer means in this case in the revolution control unit of a claim 2 -- it has become

[0007] In the case of the revolution control unit of a claim 3, a generating means to generate the yaw moment The yaw rate sensor which detects yaw REITO of vehicles, and the handle angle sensor which detects the amount of steering of the steering handle of vehicles, While detecting the revolution direction of vehicles based on the output of a yaw rate sensor at the time of usual braking which has the slip ratio of a wheel in the usual range At the time of marginal braking of the vehicles with which the slip ratio of a wheel exceeded the usual range, it has a revolution detection means to detect the revolution direction of vehicles based on the output of a handle angle sensor.

[0008] The revolution control unit of a claim 4 was applied to the vehicles with which the antiskid-brake control unit is incorporated, and the revolution detection means is equipped with a judgment means to judge noting that there are vehicles at the time of marginal braking, when an antiskid-brake control unit operates in this case. It has a revolution detection means detect the revolution direction of vehicles, respectively based on the output of the yaw rate sensor to which a counter steer detection means detects yaw REITO of vehicles in the case of the revolution control unit of a claim 5, the handle angle sensor which detects the handle angle of the steering handle of vehicles, and a yaw rate sensor and a handle angle sensor, and a means output the detecting signal which shows a counter steer state when the revolution direction detected with this revolution detection means is inharmonious.

[0009] The revolution control unit of a claim 6 detected the time of marginal braking of the vehicles with which the slip ratio of a wheel exceeded the usual range, and is further equipped with a marginal braking detection means to output the detecting signal, and when a regulation means receives a detecting signal from a counter steer detection means and a marginal braking detection means in this case, respectively, the increase in rear wheel damping force is regulated.

[0010] In the case of the revolution control unit of a claim 7, a generating means to make vehicles generate the yaw moment is equipped with a means to set up the damping force difference between wheels, based on the differential value of the yaw REITO deflection between a means to set up target yaw REITO of vehicles, and its target yaw REITO and real yaw REITO of vehicles, and yaw REITO deflection.

[0011]

[Function] Since according to the revolution control unit of claims 1 and 2 the increase in the damping force in a rear wheel is regulated at the time of braking revolution if it is in a counter steer state, the damping force and the cornering force of the rear wheel do not change. In this case, it is that only the damping force of other wheels decreases, and the yaw moment effective in the body occurs.

[0012] According to the revolution control unit of a claim 3, in the counter steer state, since the revolution direction of vehicles is detected based on the output of a handle angle sensor, the damping force of the front wheel which sees by steering-handle operation of a driver in this case, and serves as an outside decreases, and the yaw moment effective in the body occurs. It is judged noting that there are vehicles at the time of marginal braking according to the revolution control unit of a claim 4, when an antiskid-brake control unit operates, and the revolution direction of vehicles is detected in this case based on the output of a handle angle sensor.

[0013] When the actual revolution direction of vehicles and the revolution direction which a driver means are inharmonious according to the revolution control unit of a claim 5, it is judged with it being in a counter steer state. According to the revolution control unit of a claim 6, when there are vehicles at the time of marginal braking in addition to a counter steer state, the increase in damping force with a rear wheel is regulated. According to the revolution control unit of a claim 7, the damping force difference which should give the revolution state of vehicles between wheels based on the yaw REITO deflection and its differential value of the vehicles shown correctly is set up.

[0014]

[Example] Reference of drawing 1 shows the brake system of vehicles roughly. This brake system is equipped with the master cylinder 1 of a tandem die, and the master cylinder 1 is connected to the brake pedal 3 through the vacuum brake booster 2. While the pressure room of the couple of a master cylinder 1 is connected to the reservoir 4, respectively, from these pressure rooms, the main brake-pipe ways 5 and 6 are prolonged.

[0015] The main brake-pipe ways 5 and 6 were prolonged in the inside of the fluid-pressure unit (HU) 7, and these main brake-pipes ways 5 and 6 have branched on the branching brake-pipe way of a couple, respectively. The branching brake-pipe ways 8 and 9 from the main brake-pipe way 5 are connected to the wheel brake (not shown) of the forward left ring FWL and the right rear ring RWR, respectively, and the branching brake-pipe ways 10 and 11 from the main brake-pipe way 6 are connected to the wheel brake (not shown) of the forward right ring FWR and the left rear ring RWL, respectively. Therefore, the wheel brake of each wheel is connected to the tandem piston 1 in cross piping form.

[0016] The solenoid valve is inserted in each branching brake-pipe ways 8, 9, 10, and 11, respectively, and each solenoid valve consists of an entrance bulb 12 and an outlet bulb 13. In addition, between the wheel brake and the corresponding solenoid valve of a rear wheel, and the entrance bulb 12, the proportional-spacing bulb (process variable) is inserted, respectively. The outlet bulb 13 returns and it connects with the reservoir 4 through the path 14, and the outlet bulb 13 of the solenoid valve of the couple returns to branching brake-pipe way 10 and 11 side, and the solenoid valve of the couple is connected to the reservoir 4 through the path 15 at branching brake-pipe way 8 and 9 side. Therefore, the brake pressure of each wheel is controlled by carrying out the feeding and discarding of the pressure in the wheel brake by opening and closing of an entrance bulb and an outlet bulb.

[0017] The delivery of pumps 16 and 17 is connected to each of the main brake-pipe ways 5 and 6 through the check valve at the middle, and these pumps 16 and 17 are connected with the common motor 18. On the other hand, the suction mouth of pumps 16 and 17 returns through a check valve, and is connected to paths 14 and 15, respectively. Furthermore, as the cutoff valves 19 and 20 which consist of a solenoid valve are inserted in the upper portion rather than the node with pumps 16 and 17 and these cutoff valves 19 and 20 are bypassed in the main brake-pipe ways 5 and 6, the relief valve 21 is arranged in them, respectively. Here, cutoff valves 19 and 20 constitute the cutoff-valve unit (CVU) 22.

[0018] The entrance and the outlet bulbs 12 and 13 which were mentioned above, cutoff valves 19 and 20, and the motor 18 are electrically connected to the electronic control unit (ECU) 23. In more detail, ECU23 consists of storage, such as a microprocessor, and RAM, ROM, an input/output interface, etc., and bulbs 12, 13, 19, and 20 and the motor 18 are connected to the output interface.

[0019] On the other hand, the wheel speed sensor 24 formed in each wheel and the rotational-speed sensor 25 which detects the rotational speed of a motor 18 are electrically connected to the input interface of ECU23. In addition, in drawing 1, the connection between a motor 18 and ECU23 and the connection between the rotational-speed sensor 25 and ECU23 are omitted from the convenience on a plot. Furthermore, the handle angle sensor 26, the pedal-travel sensor 27, the order G sensor 28, the horizontal G sensor 29, and the yaw rate sensor 30 are electrically connected to the input interface of ECU23 in addition to wheel speed sensor 24 and rotational-speed sensor 25 as shown in drawing 2.

[0020] The handle angle sensor 26 detects, the amount of steering, i.e., the handle angle, of a steering handle of vehicles, and the pedal-travel sensor 27 detects the amount of treading in of a brake pedal 3, i.e., a pedal travel. Detecting acceleration before and after Order G and the horizontal G sensors 28 and 29 act on the cross direction and longitudinal direction of vehicles, and lateral acceleration, respectively, the yaw rate sensor 30 detects, each speed, i.e., the yaw angular velocity, centering on the vertical direction of vehicles.

[0021] ECU23 controls the operation of HU7 and CVC20 according to various vehicles kinematic control based on the sensor signal of various above-mentioned sensors. As vehicles kinematic control, there are yaw moment control when being, while vehicles circle, traction control (TCL) control, antiskid-brake (ABS) control, order ring braking-force-distribution control, etc. as shown in the block of ECU23 among drawing 2.

[0022] If drawing 3 is referred to, the function relevant to yaw moment control is shown in more detail among the functions of ECU23, and the main routine which performs the function of the yaw moment control relation is shown in drawing 4. In addition, the control period T of a main loop is set for example, as 8msec(s). First, if the sensor signal from the various sensors mentioned above is supplied to ECU23, ECU23 will perform filtering (block 32 of drawing 3) to a sensor signal. The recursion type primary low pass filter is used for filtering here. In addition, the following, unless it indicates, it

considers as that by which a recursion type primary low pass filter is used also for the following filtering.

[0023] The sensor signal [finishing / filtering] (i) V_w , i.e., wheel speed, the handle angle θ , a pedal travel S_t , the order acceleration G_x (before or after / G_x /), lateral acceleration G_y (width G_y), and yaw REITO γ are read at Step S1 of drawing 4, and information is computed in order to judge the operation of the information which shows the movement state of vehicles based on these sensor signal, and a driver (Step S2).

[0024] In addition, in Step S1, (i) given to wheel speed V_w is for the wheel speed of each wheel being shown collectively, and i is an integer from 1 to 4 which specifies the wheel. For example, in a forward left ring and $i=2$, a forward right ring and $i=3$ express a left rear ring, and $i=4$ expresses [$i=1$] a right rear ring. In addition, i given to subsequent reference marks is also used in the same meaning. When it sees by drawing 3, execution of Step S2 is expressed with the operation part 34 and 36, respectively, and the movement state of vehicles is computed based on wheel speed V_w (i), Order G_x , Width G_y , and yaw REITO γ in operation part 34, and the operation situation of a steering handle or a brake pedal by the driver is judged based on the handle angle θ and a pedal travel S_t in operation part 36.

[0025] : movement state [of vehicles]: -- criteria wheel speed: -- first, although the criteria wheel speed V_s is chosen from wheel speed V_w (i) Here, if there is criteria wheel speed V_s when it is specifically vehicles at the time of not braking, the wheel which cannot be easily influenced of a slip of the wheel by the drive control, and, it is set as the wheel speed V_w of the quicker one among non-driving wheels, and it is set to the case at the time of braking by the fastest wheel speed V_w in wheel speed V_w (i). In addition, it is judged by the brake flag F_b set up by pedal operation of the brake pedal 3 which mentions later whether there are any vehicles at the time of un-braking.

[0026] To car-body-speed:, next the criteria wheel speed V_s , in consideration of the speed difference between the inside-and-outside rings in the case of being, while vehicles circle, and the velocity ratio between order rings, the center-of-gravity speed in the center-of-gravity position of vehicles is computed, and the degree of car body speed is determined based on this center-of-gravity speed. First, if yaw REITO γ and the front treads T_f and T_r are used, the inside-and-outside ring speed difference ΔV_{if} and ΔV_{ir} between front wheels and between rear wheels is expressed with the following formula, respectively.

[0027] Average inside-and-outside ring speed-difference ΔV_{ia} between front wheels and between rear wheels is expressed with the following formula $\Delta V_{if} = \gamma \max T_f \Delta V_{ir} = \gamma \max T_r$, therefore here.

$\Delta V_{ia} = \gamma \max (T_f + T_r) / 2$ -- the case where it is assumed that the center line of rotation of vehicles is on the extension wire of a rear axle, and vehicles are rotating clockwise about the velocity ratio between order rings again -- the velocity ratios R_{vr} and R_{vl} between right-hand side and left-hand side order rings -- the following formula -- it -- ** is carried out

[0028] The velocity ratio R_v between order rings can be expressed with $\cos(\Delta)$ irrespective of $R_{vr} = \cos(\Delta)$ $R_{vl} = \cos(\Delta)$, therefore right and left. In addition, Δ expresses the front-wheel rudder angle (a handle angle / steering gear ratio) among the upper formula.

[0029] However, since, as for an upper formula, vehicles are materialized only at the time of a low speed (when Width G_y is small to accuracy), amendment of the center-of-gravity speed by the velocity ratio R_v between order rings is limited only at the time of a low speed, as shown below.

the case of $V_{bm} \geq 30$ km/h -- the case of $R_v = 1$ $V_{bm} < 30$ km/h -- $R_v = \cos(\Delta)$ -- here, V_{bm} shows the car body speed computed by the last routine, and mentions later about calculation of this car body speed V_b

[0030] Here, during the revolution in the time of un-braking, supposing vehicles are front drive vehicles (FF vehicle), since the criteria wheel speed V_s follows the wheel speed of the back outer ring of spiral wound gasket of vehicles, it will be adding amendment by the speed difference of the speed in one half and the rear axle of average inside-and-outside ring speed-difference ΔV_{ia} , and the speed in the center of gravity to the criteria wheel speed V_s , and center-of-gravity speed will be obtained. However, since complication of the calculation formula is avoided, if it is the mean value of the speed in a front

axle, and the speed in a rear axle, the center-of-gravity speed V_{cgo} before filtering can compute center-of-gravity speed by the following formula.

[0031]

$V_{cgo} = (V_s - \Delta V_{ia} / 2) \times (1 + (1/R_v)/2)$ -- on the other hand, if it is during the revolution in the time of braking) since it is possible that the criteria wheel speed V_s follows the wheel speed of the front outer ring of spiral wound gasket of vehicles -- this case -- the criteria wheel speed V_s -- the speed difference of the speed in one half and the front axle of average inside-and-outside ring speed-difference ΔV_{ia} , and the speed in the center of gravity -- an amendment -- by things The center-of-gravity speed V_{cg0} before filtering can be found from a lower formula.

[0032]

It is continuously processed twice by filtering ($f_c=6\text{Hz}$), and the $V_{cg0} = (V_s - \Delta V_{ia} / 2) \times (1 + R_v) / 2$ next, and center-of-gravity speed V_{cg0} is the center-of-gravity speed V_{cg} ($=\text{LPF}(\text{LPF}(V_{cg0}))$) is obtained.). In addition, based on the brake flag F_b mentioned above about whether they are vehicles at the time of not braking, it is judged in calculation of the center-of-gravity speed V_{cg} .

[0033] Usually, since the center-of-gravity speed V_{cg} is in agreement with the degree V_b of car body speed, the center-of-gravity speed V_{cg} is set to car body speed V_b . That is, car body speed V_b is usually computed by the lower formula.

$V_b = V_{cg}$, however the selection wheel which has the criteria wheel speed V_s lapse into a lock inclination, and if it is in the situation that ABS control is started also to the selection wheel, a slip of a selection wheel will be followed, the criteria wheel speed V_s will sink, and it will fall more greatly than actual car body speed.

[0034] So, if it results in such a situation, based on Order G_x , it will dissociate from the center-of-gravity speed V_{cg} on the following separation conditions, and the degree V_s of car body speed will be presumed as a thing which decreases with the following inclination. When a separation decision value is set to G_{xs} , the state of $dV_{cg}/dt \leq G_{xs}$ is carrying out 50msec continuation or the conditions of $dV_{cg}/dt \leq -1.4g$ are fulfilled, it dissociates from the center-of-gravity speed V_{cg} , and the degree V_s of car body speed is presumed.

[0035] Here, the separation decision value G_{xs} is set up by the lower formula.

$G_{xs} = -(|G_x| + 0.2)$ However, if the separation conditions which carried out $-1.4g \leq G_{xs} \leq -0.35g$ **** are fulfilled, the degree V_s of car body speed will be presumed based on a lower formula.

$V_b = V_{bm} - \Delta G_{Vbm}$ shows the degree of car body speed before separation conditions are fulfilled, and ΔG shows the inclination set up on condition that the following.

[0036] $\Delta G = (|G_x| + 0.15)$ However, when the $-1.2g \leq \Delta G \leq -0.3g$ car body speed V_b dissociates from the center-of-gravity speed V_{cg} and is presumed, the conditions which return to the center-of-gravity speed V_{cg} , i.e., separation end conditions, are as follows.

Amendment of the average inside-and-outside ring speed difference V_{ia} mentioned above and the order ring velocity ratio R_v is added to $V_{cg} > V_{bm}$ slip ratio; next the computed car body speed V_b , and the reference wheel position speed V_r in each wheel position (i) is computed based on a lower formula.

[0037]

$V_r(i) = V_b \times 2 / (1 + R_v) + (\text{or-}) V_{ia} / 2$ -- here Among an upper formula, about the positive/negative sign of the 2nd term, when vehicles are clockwise rotation, at the reference wheel position speed corresponding to the outside order ring, it becomes (-) at the reference wheel position speed corresponding to the (+) and inside order ring order ring, on the other hand when vehicles are anticlockwise rotation, the positive/negative becomes reverse.

[0038] And after being computed by the lower formula, the slip ratio S_l of each wheel (i) carries out filtering ($f_c=10\text{Hz}$) of the calculation value, and is obtained.

$S_{l0}(i) = (V_r(i) - V_w(i)) / V_r(i)$ $S_l(i) = \text{LPF}(S_{l0}(i))$

In addition, $S_{l0}(i)$ shows the slip ratio before filtering.

[0039] Center-of-gravity slip-angle speed: When angular velocity (revolution speed of vehicles) to the center line of rotation of vehicles is set to ω , the relation between center-of-gravity slip-angle speed $\delta\beta$ and yaw REITO γ is expressed with the following formula.

$\gamma = d\beta (= \beta_{tag}) + \omega a \beta_{tag}$; center-of-gravity slip angle -- here, it assumes that center-of-gravity slip-angle β_{tag} is smallness, and V , then a lower formula are materialized in the vehicle speed [0040] If ω and V are eliminated from three formulas of the $G_y = Vx\omega$ $V_b = Vx\cos(\beta_{tag}) = V$ above, the center-of-gravity slip-angle speed $d\beta_{tag}$ before filtering will be obtained from a lower formula.

$d\beta_{tag} = \gamma - G_y/V_b$ -- here, by carrying out filtering ($f_c = 2\text{Hz}$) of the center-of-gravity slip-angle speed $d\beta_{tag}$, as shown in the following formula, center-of-gravity slip-angle speed $d\beta$ is obtained [0041] $d\beta = \text{LPF}(d\beta_{tag})$

In addition, in order that an understeer (US) side may make negative positive/negative of center-of-gravity slip-angle speed $d\beta$ by the positive and oversteer (OS) side irrespective of the revolution direction of vehicles, at the time of clockwise rotation of vehicles, the multiplication of (-) is carried out to computed center-of-gravity slip-angle speed $d\beta$, and the positive/negative is reversed.

[0042] Moreover, when the conditions of the time of the low speed of vehicles, i.e., $V_b < 10 \text{ km/h}$, are fulfilled, in order to prevent overflow of calculation, calculation of center-of-gravity slip-angle speed $d\beta$ is forbidden, and the center-of-gravity slip-angle speed $d\beta$ is set to 0.

: Judgment: handle angular velocity which is operation; suppose that it changed as the handle angle θ showed now drawing 5.

[0043] Here, handle angular-velocity θ_{aa} in the case where change arises on the handle square θ can be broken in time which the change took the variation of the handle angle θ , and it can ask for it. for example, ***** shown in drawing 5 -- supposing the handle angle θ changes at time $n+4$ on the basis of Time n like only in $\Delta\theta(n+4)$, the handle angular velocity $\theta_{aa}(n+4)$ in time $n+4$ will be computed by the following formula

[0044] $\theta_{aa}(n+4) = \Delta\theta(n+4)/(4 \times T)$

In addition, T is the control period of a main routine, as mentioned above. On the other hand, in the situation without change of the handle angle θ , the handle angle θ assumes handle angular-velocity θ_{aa} that only the minimum variation $\Delta\theta_{amin}$ changed in the same direction as the change direction when the handle angle θ changes at the end, and it is broken in time which change took the minimum variation $\Delta\theta_{amin}$, and is called for. For example, the handle angular velocity $\theta_{aa}(n+2)$ in time $n+2$ is computed by the following formula.

[0045] $\theta_{aa}(n+2) = \Delta\theta_{amin}/(2 \times T)$

Here, handle angular-velocity θ_{aa} is computed from the following formula by filtering ($f_c = 2\text{Hz}$) of the handle angular velocity θ_{aa} being carried out.

$\theta_{aa} = \text{LPF}(\theta_{aa})$

Handle angular-velocity actual value: Filtering of the absolute value of handle angular-velocity θ_{aa} is carried out, and handle angular-velocity actual-value θ_{aae} is obtained, as shown in the following formula.

[0046] $\theta_{aae} = \text{LPF}(|\theta_{aa}|)$

the direction which the value of f_c (cut off frequency) is got [whether it is an increase side or is a reduction side and] blocked, and handle angle θ_{aa} changes with positive/negative of the value in filtering here, for example, handle angle θ_{aa} increases -- $f_c = 20\text{Hz}$ is conversely set as $f_c = 0.32\text{Hz}$ towards handle angle θ_{aa} decreasing

[0047] Pedal-travel speed of a brake pedal: Filtering ($f_c = 1\text{Hz}$) of the difference of a pedal travel St is carried out, and the pedal-travel speed Vst is obtained as shown in the lower formula.

$Vst = \text{LPF}(St(n) - St(n-1))$

The brake flag of a brake pedal which shows the pedal travel which $St(n-1)$ is the pedal travel read by the last routine here, and read $St(n)$ by this routine: The brake flag Fb mentioned above is set up as follows based on a pedal travel St or the pedal-travel speed Vst .

[0048] the time of being except the conditions of the $Fb = 1$ above, when $St > Ste$ or $Vst > 50\text{mm/s}$ conditions are fulfilled -- $Fb = 0$ -- here, Ste is the amount of treading in in which a pressure actually starts within a master cylinder 2 by treading in to a brake pedal 3 The brake flag Fb is used in the case of selection of the criteria wheel speed Vs , and calculation of the center-of-gravity speed Vcg , as

mentioned above.

[0049] Increase Flag: A brake pedal steps on, it steps on, and it increases and Flag Fpp is set up as follows based on the pedal-travel speed Vst.

In $Vst > 50$ mm/s, in $Fpp = 1$ $Vst < 20$ mm/s, it mentioned above $Fpp = 0$ and steps on, and it increases and the configuration routine of Flag Fpp is shown in drawing 6. In this configuration routine, if the pedal-travel speed Vst is read (Step S201), it will step on and increase based on the distinction result in Steps S202 and S204, and Flag Fpp will be set up (Steps S203 and S205).

[0050] : If various kinds of information which shows the movement state of vehicles as it revolution-judged, : mentioned above, and various kinds of information that the operation of a driver is judged are acquired, it will see by drawing 4 and the revolution judging of vehicles will be carried out at the following step S3. When it sees by drawing 3, the judgment of the revolution direction is carried out by operation part 38, and the detail is shown in drawing 7. Moreover, the detail of Step S3 is shown in the judgment routine of drawing 8.

[0051] Here, based on the handle angle theta and yaw REITO gamma, the revolution direction and counter steer of vehicles are judged. First, based on the handle angle theta, the revolution direction flag Fds of the handle angle base is determined from map Mtheta shown in the block in drawing 7. Specifically, when the handle angle theta exceeds 10deg(s) to a positive direction, it is rotating [clockwise / 1 is set to the revolution direction flag Fds, and / as for the revolution direction flag Fds / vehicles]-in this case ****. On the other hand, when the handle angle theta exceeds -10deg to a negative direction, it is rotating [anticlockwise / 0 is set to the revolution direction flag Fds, and / as for the revolution direction flag Fds / vehicles] ****.

[0052] A setup of the revolution direction flag Fds of the handle angle base here is shown in the steps S301-S304 in drawing 8. In addition, when the handle angle theta is in the range of $-10 \text{ deg} \leq \theta \leq 10 \text{ deg}$, the revolution direction flag Fds is maintained by the value set up by the last routine. On the other hand, based on the yaw rate gamma, the revolution direction flag Fdy of the yaw rate base is determined from map Mgamma shown in the block in drawing 7. Specifically, when yaw REITO gamma exceeds 2deg(s) to a positive direction, 1 is set to the revolution direction flag Fdy, and the revolution direction flag Fdy shows that vehicles are rotating clockwise in this case. On the other hand, when yaw REITO gamma exceeds -2deg to a negative direction, it is rotating [anticlockwise / 0 is set to the revolution direction flag Fdy, and / as for the revolution direction flag Fdy / vehicles] ****.

[0053] When a setup of the revolution direction flag Fdy of the yaw rate base here is shown in S308 from Step S305 in drawing 8 and yaw REITO gamma is in the range of $-2 \text{ deg} \leq \gamma \leq 2 \text{ deg}$, the revolution direction flag Fdy cannot be overemphasized by being maintained by the value set up by the last routine. If the revolution direction flags Fds and Fdy are set up as it mentioned above, one side of these will be chosen as a revolution flag Fd by the switch SWf in drawing 7. Switch SWf is changed by the change signal outputted from the judgment section 40 in drawing 7.

[0054] That is, if the conditions on which ABS control is operating for at least one front wheel, and 1 is set as the brake flag Fb are fulfilled, the judgment section 40 will output the change signal which changes Switch SWf to the bottom as the arrow of a drawing 7 destructive line shows, and as shown in a lower formula, the revolution direction flag Fds of the handle angle base will be chosen as the revolution flag Fd in this case.

[0055] When $Fd = Fds$, however the above-mentioned conditions are not fulfilled, Switch SWf is changed as shown by the arrow of a solid line, and as shown in a lower formula, the revolution direction flag Fdy of the yaw rate base is chosen as the revolution flag Fd in this case.

$Fd = Fdy$ -- a setup of the revolution flag Fd here is shown in the steps S309-S311 in drawing 8

[0056] Furthermore, after the revolution flag Fd is set up, at Step S312 in drawing 8, it is distinguished whether the value of the revolution direction flag Fds and the revolution direction flag Fdy is in agreement, and when a distinction result here is truth (Yes) (i.e., when the direction of yawing of the body and the operation direction of a steering handle are inharmonious), 1 is set to the KANTA steer flag Fcs (Step S314).

[0057] On the other hand, 0 is set to the counter steer flag Fcs when which distinction result of Steps

S312 and S313 serves as a false (No) (Step S315).

: If it progresses to step S4 from Step S3 by calculation: of a target yaw rate, next the routine of drawing 4 , the target yaw rate of vehicles is calculated by the operation part 39 of drawing 3 , and the detail is shown in the block diagram of drawing 9 .

[0058] First, car body speed V_b and the front-wheel rudder angle δ are supplied to operation part 42, and after searching for regular gain, target yaw REITO γ_{mat} is calculated here by performing two steps of filtering to the regular gain, as blocks 44 and 46 show. Here, the front-wheel rudder angle δ is expressed with the following formula, when a steering gear ratio is set to ρ , as mentioned above.

[0059] $\Delta = \theta / \rho$ regular gain shows the steady-state value of the yaw rate response to steering of vehicles, this can be drawn from the two alignment model of vehicles, the low pass filter for noise rejection in the 1st-step filtering (LPF1) is used, and the low pass filter for primary delay responses (LPF2) is used for the 2nd-step filtering.

[0060] Therefore, target yaw REITO γ_{mat} is computed from the following formula.

$\gamma_{mat} = \text{LPF2 (in the LPF1 (} V_b / (1 + A \times V_b^2) \times (\delta / L) \text{))}$ upper formula, A shows the stability factor and L shows the wheel base, respectively.)

: Demand yaw moment calculation;

If target yaw rate γ_{mat} is computed in previous step S4, at drawing 3 , by operation part 41 and the routine of drawing 4 , the demand yaw moment is calculated at Step S5, and the detail of these operation part 41 and Step S5 is shown in the block diagram of drawing 10 , and the flow chart of drawing 11 , respectively.

[0061] First, it sees by drawing 10 and target yaw REITO γ_{mat} and yaw REITO deflection $\Delta \gamma$ between detected yaw REITO γ are computed in the subtraction section 48. This is seen by drawing 11 and shown in Steps S501 and S502. Here, at Step S502, in order to unify the positive/negative of yaw rate deflection $\Delta \gamma$ as negative by the positive and oversteer (OS) side by the understeer (US) side, the positive/negative of yaw REITO deflection $\Delta \gamma$ is reversed at the time of anticlockwise rotation of vehicles. In addition, the revolution direction of vehicles can be judged based on the value of the revolution flag F_d mentioned above.

[0062] Furthermore, at Step S502, as the absolute value of computed yaw REITO deflection $\Delta \gamma$ is shown in a lower formula by carrying out filtering, the maximum yaw REITO deflection $\Delta \gamma_{max}$ is computed.

$\Delta \gamma_{max} = \text{LPF}(|\Delta \gamma|)$

In filtering here, the values of f_c differ [to which yaw REITO deflection $\Delta \gamma$ is increasing / or or] by whether reduction is carried out, for example, it is set as $f_c = 0.08 \text{ Hz}$ by its $f_c = 10 \text{ Hz}$ and reduction side at the increase side.

[0063] In addition, when yaw moment control is completed, the maximum yaw REITO deflection $\Delta \gamma_{max}$ is set as the absolute value of yaw REITO deflection $\Delta \gamma$, as shown in a lower formula (when the yaw moment control start ending flag F_{ym} mentioned later is 0).

As $\Delta \gamma_{max} = |\Delta \gamma|$, next yaw REITO deflection $\Delta \gamma$ are shown in a lower formula in the differential section 50 of drawing 10 , after being computed, the differential value, i.e., difference, filtering ($f_c = 5 \text{ Hz}$) is carried out and the yaw REITO deflection differential value $\Delta \dot{\gamma}$ is acquired.

[0064] $\Delta \dot{\gamma} = \text{LPF}(\Delta \gamma - \Delta \gamma_{mat})$

$\Delta \gamma_{mat}$ is the yaw REITO deflection computed by the last routine among an upper formula.

Moreover, since it is the same as that of the case in yaw REITO deflection $\Delta \gamma$, the positive/negative of the yaw REITO deflection differential value $\Delta \dot{\gamma}$ will be reversed also here at the time of anticlockwise rotation of vehicles. The calculation step of the yaw REITO deflection differential value $\Delta \dot{\gamma}$ mentioned above is shown in Step S503 of drawing 11 .

[0065] Then, while the multiplication of the feedback gain K_p , i.e., the proportional gain, is carried out to the yaw rate deflection differential value $\Delta \dot{\gamma}$ in the multiplication section 52 as shown in drawing 10 , the multiplication of the integration gain K_i is carried out to yaw REITO deflection $\Delta \gamma$ in the multiplication section 54, and these multiplication values are added by the adder unit

56. Furthermore, demand yaw moment γ_{demand} is obtained by the multiplication of the correction value C_{pi} being carried out to the aggregate value outputted from an adder unit 56 in the multiplication section 58.

[0066] Here, correction value C_{pi} takes a value which is different whether they are vehicles at the braking time, for example, is set up as follows.

In the case at the time of braking ($F_b=1$) Calculation of demand yaw moment γ_{demand} mentioned above $C_{\text{pi}}=1.5$ is carried out at Steps S504 and S505 by the routine of drawing 11 the case at the time ($F_b=0$) of $C_{\text{pi}}=1.0$ un-braking.

[0067] Step S504 is a step which computes the proportionality and the integration gain K_p and K_i which were mentioned above, and the calculation procedure of proportional gain K_p is shown in the block diagram of drawing 12. Proportional gain K_p has reference values K_{pu} (for example, $4\text{kgm/s}/(\text{deg/s}^2)$) and K_{po} (for example, $5\text{kgm/s}/(\text{deg/s}^2)$) which are different in the time of revolution by US, and revolution by OS, and use of these reference values K_{pu} and K_{po} is chosen by Switch SW_p . Switch SW_p is changed by the judgment signal from the judgment section 60, and this judgment section 60 outputs the judgment signal which changes Switch SW_p to a reference-value K_{pu} side at the time of US from which the yaw rate deflection differential value $\Delta\gamma_{\text{tagamma}}$ mentioned above becomes zero or more.

[0068] The multiplication of the correction factors K_{p1} , K_{p2} , and K_{p3} is carried out to the reference value outputted from Switch SW_p one by one in the multiplication sections 62, 64, and 66, and, thereby, proportional gain K_p is computed. Therefore, proportional gain K_p is computed by the following formula.

time of US; -- time of $K_p = K_{\text{pu}} \times K_{p1} \times K_{p2} \times K_{p3}$ OS; -- in the stage before $K_p = K_{\text{po}} \times K_{p1} \times K_{p2} \times K_{p3}$ vehicles result in a marginal travel corridor If the yaw moment control to the body operates, in order to give sense of incongruity to a driver, Only when the side G_y of yaw REITO deflection $\Delta\gamma_{\text{tagamma}}$ or the body serves as size, a correction factor K_{p1} is an amendment thing, and this proportional gain K_p is specifically computed according to the calculation routine of drawing 13 so that proportional gain K_p may work effectively.

[0069] In the calculation routine of drawing 13, it is distinguished first whether the maximum yaw REITO deflection $\Delta\gamma_{\text{tagammamax}}$ exceeded 10 deg/s (Step S506), and when a distinction result here is truth, 1.0 is set as a correction factor K_{p1} (Step S507). On the other hand, if it is when the distinction result in Step S506 is a false, as the absolute value beside $[G_y]$ the body shows by the lower formula, filtering is carried out, and the average width G_{ya} is computed (Step S508).

[0070] $G_{ya} = \text{LPF}(G_y)$

Here, f_c of filtering is set as $f_c=0.23\text{Hz}$, when it is in the increase side of Width G_y and is in a $f_c=20\text{Hz}$ and reduction side. Then, the reference width G_{yr} is computed based on car body speed V_b (Step S509). The map as shown in drawing 14 is specifically beforehand prepared for the storage of ECU23, and the reference width G_{yr} is read from this map based on car body speed V_b . the time of car body speed V_b being in a high-speed field so that clearly from a map -- a run -- uneasy group E -- being easy -- since -- the reference width G_{yr} to car body speed V_b is set up low

[0071] If the average width G_{ya} and the reference width G_{yr} are computed by [as it mentioned above], it is distinguished whether the average width G_{ya} is larger than the reference width G_{yr} (Step S510), and when a distinction result here is truth, 1.0 will be set as a correction factor K_{p1} (Step S507). On the other hand, if it is when the distinction result is a false, 0.05 is set as a correction factor K_{p1} (Step S511).

[0072] About the correction factor K_{p2} , the amendment sake ** proportional gain K_p from the following reasons. That is, as a result of the lateral force of the body reaching the threshold value as shown in drawing 15 (a) and center-of-gravity slip-angle β of the body increasing when a road surface is a low μ way if yaw REITO γ is made to follow simply to target yaw REITO, there is a possibility that the body may carry out spin, and in order to prevent this, a correction factor K_{p2} is set up. That is, if a correction factor K_{p2} is set up appropriately, as shown in drawing 15 (b), center-of-gravity slip-angle β of the body will be maintained small, and, thereby, it will be thought that the spin

of the body can be prevented. In addition, (c) shows the case in a quantity μ way among drawing 15. [0073] Specifically, a correction factor $Kp2$ is determined in the configuration routine shown in drawing 16. Here, first, center-of-gravity slip-angle speed $\delta\beta$ is read (Step S512), and the criteria correction factor Kcb is read from the map shown in drawing 17 based on this center-of-gravity slip-angle speed $\delta\beta$ (Step S513). If for example, center-of-gravity slip-angle speed $\delta\beta$ becomes 2 or more deg/s, the criteria correction factor Kcb will decrease gradually from the maximum of 1.0, and will be maintained by the minimum value of 0.1 by 5 or more deg/s, so that clearly from drawing 17.

[0074] At the following step S514, yaw REITO deflection $\delta\gamma$ is read and it is distinguished whether it is the no its the revolution of whose during revolution is US based on [as mentioned above] the positive/negative of yaw REITO deflection $\delta\gamma$ (Step S515). When a distinction result here is truth, the aforementioned criteria correction factor Kcb is set as a correction factor $Kp2$ (Step S516), and when the distinction result is a false, 1.0 is set as a correction factor $Kp2$ (Step S517). That is, although a correction factor $Kp2$ is set up based on center-of-gravity slip-angle speed $\delta\beta$ when revolution of vehicles is US, however when it is OS, a correction factor $Kp2$ is set as a constant 1.0.

[0075] In addition, about the step after Step S519, it mentions later among drawing 16. On the other hand, the correction factor $Kp3$ is used for the amendment sake in proportional gain Kp from the following reasons. That is, when vehicles are running the bad road and an oscillating component joins the output of the yaw rate sensor 30, the influence of the oscillating component will appear in the yaw REITO deflection differential value $\delta\gamma$ s greatly, and will invite the malfunction of control, and aggravation of a controllability to it. So, a correction factor $Kp3$ decreases proportional gain Kp , and prevents above-mentioned fault.

[0076] Specifically, the calculation procedure of a correction factor $Kp3$ is shown in the block diagram and configuration routine of drawing 18. Yaw rate γ_{ao} which is a raw output, and yaw REITO γ_{om} obtained by the last routine are supplied to the subtraction section 68 from the yaw rate sensor 30 as shown in drawing 18 (Step S522), and it is computed in this subtraction section 68, the deflection $\delta\gamma_{ao}$, i.e., the differential value, between yaw REITO γ_{ao} and yaw REITO γ_{om} .

[0077] Next, after attaining to the differential value $\delta\gamma_{ao}$ the 1st filtering ($f_c=12\text{Hz}$) and performing the 2nd filtering ($f_c=10\text{Hz}$), the deflection of these differential value by which filtering was carried out is computed in the subtraction section 70. That is, band pass filter processing is performed to the differential value $\delta\gamma_{ao}$ of yaw rate γ_{ao} . then, the absolute value should be taken by operation part 72, and the deflection which is the output of the subtraction section 70 should pass the 3rd filtering ($f_c=0.23\text{Hz}$) -- it is outputted as yaw REITO oscillating component γ_{av} (Step S523)

[0078] Therefore, calculation of yaw REITO oscillating component γ_{av} is shown by the lower formula.

$\Delta\gamma_{ao} = \gamma_o - \gamma_{om}$
 $\gamma_{av} = \text{LPF}_3 (|\text{LPF}_1(\Delta\gamma_{ao}) - \text{LPF}_2(\Delta\gamma_{ao})|)$

Thus, calculation of yaw REITO oscillating component γ_{av} computes a correction factor $Kp3$ at Step S524 of drawing 19 based on the yaw REITO oscillating component γ_{av} . Specifically, the map shown in drawing 20 is prepared beforehand, and a correction factor $Kp3$ is read from this map also here based on yaw REITO oscillating component γ_{av} . If for example, yaw REITO oscillating component γ_{av} becomes 10 or more deg/s, a correction factor $Kp3$ will decrease from 1.0, and will be maintained by the constant value of 0.2 by 15 or more deg/s, so that clearly from drawing 20.

[0079] Next, reference of drawing 21 shows the calculation procedure of the integration gain Ki mentioned above by the block diagram. Here, the criteria integration gain $Ki0$ (for example, 10kgm/s/(deg/s)) is used like the case of proportional gain Kp , and the integration gain Ki is computed by carrying out the multiplication of the correction factors $Ki1$ and $Ki2$ to this criteria integration gain $Ki0$ one by one in the multiplication sections 74 and 76. Therefore, the integration gain Ki is computed from a lower formula.

[0080] $Ki = Ki0 \times Ki1 \times Ki2$ correction factor $Ki1$ is used in order to decrease the integration gain Ki from the following reasons. That is, since there is a possibility that the error of target yaw REITO γ_{at} may expand the error of yaw REITO deflection $\delta\gamma$ further, and may cause the malfunction of

control when the steering angle of a front wheel increases, if it is in such a situation, the integration gain K_i is decreased by the correction factor K_{i0} .

[0081] Specifically, a correction factor K_{i1} is set up based on the handle angle θ from the map shown in drawing 22. It will be maintained by the minimum value of 0.5, if there is an absolute value of the handle angle θ at the time of the large rudder angle of 400 or more degs so that clearly from drawing 22, a correction factor K_{i1} decreases gradually from the maximum with the increase in the handle angle θ and the handle angle θ is set to 600 or more degs.

[0082] On the other hand, it is used in order to decrease the integration gain K_i , since a correction factor K_{i2} is the same as that of the correction factor K_{p2} of the proportional gain K_p mentioned above, and so, the calculation procedure is combined with the routine of drawing 16 like the calculation procedure of a correction factor K_{p2} , and is shown. At Step S518 of drawing 16, the yaw REITO deflection differential value $\Delta\gamma$ is read, and it is distinguished whether based on the positive/negative of the yaw REITO deflection differential value $\Delta\gamma$, revolution of vehicles is US (Step S519). The criteria correction factor K_{cb} mentioned above in the correction factor K_{i2} as a distinction result here is truth is set up (Step S520), and when the distinction result is a false, 1.0 which is maximum is set as a correction factor K_{i2} .

[0083] : If demand yaw moment γ_{md} is computed by [as it yaw-moment-controlled, : mentioned above], at the main routine of drawing 4, by the following step S6 and drawing 3, yaw moment control of operation part 78 is carried out, and the detail of operation part 78 is shown in drawing 23. First, in yaw moment control of drawing 23, control start ending flag F_{ymc} is determined based on demand yaw moment γ_{md} in the control start end judging section 80.

[0084] Specifically, control start ending flag F_{ymc} is determined in the judgment circuit of drawing 24. This judgment circuit is equipped with OR circuit 81, and the on-off signal according to demand yaw moment γ_{md} is inputted into two input terminals of this OR circuit 81. In detail, an ON signal is inputted into one input terminal of OR circuit 81 for demand moment γ_{md} at the time of smallness rather than threshold γ_{aos} (for example, -100 kgm/s) by the side of OS, and an ON signal is inputted into the input terminal of another side for demand moment γ_{md} at the adult time rather than threshold γ_{aus} (for example, 200 kgm/s) by the side of US. Therefore, when demand yaw moment γ_{md} exceeds one of thresholds, an ON signal is outputted from the output terminal of OR circuit 81, and this ON signal is inputted into the set terminal S of a flip-flop 82. Consequently, $F_{ymc}=1$ which shows the start of control in control start ending flag F_{ymc} and this case from the output terminal Q of a flip-flop 82 is outputted.

[0085] The output timing [by this / case / by the side of US] of control start ending flag $F_{ymc}=1$ rashly / here / an absolute value /, i.e., the start timing / the absolute value (100 kgm/s) of threshold γ_{aos} by the side of OS is smaller than the absolute value (200 kgm/s) of threshold γ_{aus} by the side of US and / the OS side / of yaw moment control On the other hand, the reset signal for determining the output timing of $F_{ymc}=0$ is supplied to the reset terminal R of a flip-flop 82 from the reset timing 82 of control start ending flag F_{ymc} , i.e., a flip-flop.

[0086] The circuit which generates a reset signal is equipped with the switch 83 as shown in drawing 24, and this switch 83 has two input terminals. The 1st end judging time $tst1$ (for example, 152msec(s)) is supplied to one input terminal of a switch 83, and the 2nd end judging time $tst2$ (for example, 504msec(s)) is supplied to the input terminal of another side.

[0087] A switch 83 is switched in response to the switch signal from the judgment section 84. here the judgment section 84 The 1st switch signal to which the 1st end judging time $tst1$ is made to output as end judging time tst from the output terminal of a switch 83 when the behavior of the body is stable (i.e., when all the following conditions are fulfilled) is outputted. When at least one of the above-mentioned conditions is not filled, the 2nd switch signal to which the 2nd end judging time $tst2$ is made to output as end judging time tst from the output terminal of a switch 83 is outputted.

[0088] condition: -- target yaw REITOGammat < -- 10 deg/s, yaw REITO $\gamma < 10$ deg/s, and handle angular-velocity actual-value $\theta_{aae} < 200$ deg/s -- next The output of the end judging time tst is supplied to the judgment section 85. in this judgment section 85 When the conditions which the state

(control mode M (i) mentioned later is maintenance or the non-control mode) maintenance or where it does not control is continuing [the control signal of brake pressure] more than the end judging time t_{st} are fulfilled, end directions flag $F_{st}(i) = 1$ is outputted. When the condition is not fulfilled, end directions flag $F_{st}(i) = 0$ is outputted. In addition, i of the end directions flag F_{st} expresses the corresponding wheel. Moreover, about the control signal of brake pressure, it mentions later.

[0089] The end directions flag $F_{st}(i)$ is supplied to the input terminal of AND circuit 86, respectively, and while the output terminal of this AND circuit 86 is connected to one input terminal of OR circuit 87, an ON signal is inputted when car body speed V_b is slower than 10 km/h to the input terminal of the another side. And it connects with the reset terminal R of the flip-flop 82 which the output terminal of OR circuit 87 mentioned above.

[0090] AND circuit 86 supplies an ON signal to OR circuit 87, when all the values of the end directions flag $F_{st}(i)$ are 1, and OR circuit 87 supplies an ON signal to the reset terminal R of a flip-flop 82, when an ON signal is supplied for any of the input side being. That is, when car body speed V_b becomes slower than 10 km/h or the above-mentioned conditions are filled with each wheels of all about the control signal of brake pressure, a reset signal is supplied to a flip-flop 82.

[0091] If a flip-flop 82 receives a reset signal, a flip-flop 82 will output control start ending flag $F_{ymc} = 0$ which shows the end of control. The output of the control start end judging section 80, i.e., control start ending flag F_{ymc} , is supplied to the fluid-pressure control mode judging section 88, and when the value of the control start ending flag F_{ymc} is 1, it judges the brake pressure control mode of each wheel in this judgment section 88 based on demand yaw moment γ_{mad} and the revolution flag F_d which were mentioned above, as shown in drawing 23.

[0092] First, based on demand moment γ_{mad} , the control execution flags F_{cus} and F_{cos} of the brake pressure control for every time of US and OS are set up as follows based on a size relation with those thresholds from the map shown in drawing 25.

In $\gamma_d > \gamma_{dus1}$ ($=100$ kgm/s), At the time of US : $F_{cus} = 1$ In the case of $\gamma_d < \gamma_{dos0}$ ($=80$ kgm/s) $F_{cus} = 0$ In $\gamma_d < \gamma_{dos1}$ ($=-80$ kgm/s), At the time of OS : [$F_{cos} = 1$] In $\gamma_d > \gamma_{dos0}$ ($=-60$ kgm/s), based on the combination of the control execution flags F_{cus} and F_{cos} and the revolution flag F_d , control mode [of the brake pressure control for every wheel] M (i) is chosen as $F_{cos} =$ zero-order, and this selection routine is shown in drawing 26.

[0093] In the control mode selection routine of drawing 26, it is distinguished first whether the value of the revolution flag F_d is 1 (Step S601), and when a distinction result here is truth (i.e., when vehicles are rotating clockwise), it is distinguished whether the value of the control execution flag F_{cus} is 1 (Step S602). The situation that a distinction result here serves as truth has strong US inclination of the vehicles at the time of revolution, and demand moment γ_{mad} is an one or more threshold $\gamma_{madus}(es)$ big value, and it means that vehicles are demanding the swinging moment. In this case, to control mode [of the forward left ring FWL] M (1) being set as reduced pressure mode, control mode [of the right rear ring RWR] M (4) is set as boost mode, and control mode [of the forward right ring FWR and the left rear ring RWL] M (2) and M (3) are set as the non-control mode (Step S603).

[0094] It is distinguished whether the value of the control execution flag F_{cos} is it 1 that the distinction result of Step S602 is a false (Step S604). The situation that a distinction result here serves as truth has strong OS inclination of the vehicles at the time of revolution, and demand moment γ_{mad} is an one or more threshold $\gamma_{mados}(es)$ small value, and it means that vehicles are demanding the resisting moment. In this case, to control mode [of the forward left ring FWL] M (1) being set as boost mode, control mode [of the right rear ring RWR] M (4) is set as reduced pressure mode, and control mode [of the forward right ring FWR and the left rear ring RWL] M (2) and M (3) are set as the non-control mode (Step S605).

[0095] The situation that both the distinction results of Steps S602 and S604 mentioned above serve as a false Both control mode [of the forward left ring FWL and the right rear ring RWR] M (1) and M (4) are set as a hold mode in this case., since neither of US inclination and OS inclination of the body are strong at the time of the revolution Control mode [of the forward right ring FWR and the left rear ring RWL] M (2) and M (3) are set as the non-control mode (Step S606).

[0096] On the other hand, the distinction result of Step S601 is a false, and when vehicles are rotating anticlockwise, it is distinguished whether the value of the control execution flag F_{cus} is 1 (Step S607). It means that vehicles are demanding the swinging moment like the case of the above-mentioned clockwise rotation in the situation that a distinction result here serves as truth. In this case, contrary to the case of clockwise rotation, control mode [of the left rear ring RWL] M (3) is set as boost mode to control mode [of the forward right ring FWR] M (2) being set as reduced pressure mode. Control mode [of the forward left ring FWL and the right rear ring RWR] M (1) and M (4) are set as the non-control mode (Step S608).

[0097] Since it was distinguished whether the value of the control execution flag F_{cos} is it 1 that the distinction result of Step S607 is a false (Step S609), and vehicles are demanding the resisting moment when a distinction result here is truth To control mode [of the forward right ring FWR] M (2) being set as boost mode, control mode [of the left rear ring RWL] M (3) is set as reduced pressure mode, and control mode [of the forward left ring FWL and the right rear ring RWR] M (1) and M (4) are set as the non-control mode (Step S610).

[0098] When both the distinction results of Steps S607 and S609 serve as a false, like the case of the clockwise rotation mentioned above, both control mode [of the forward right ring FWRL and the left rear ring RWL] M (2) and M (3) are set as a hold mode, and control mode [of the forward left ring FWL and the right rear ring RWR] M (1) and M (4) are set as the non-control mode (Step S611). Selection of control mode M (i) mentioned above is collectively shown in the following table 1.

[0099]

[Table 1]

	右旋回 ($F_d = 1$)			左旋回 ($F_d = 0$)		
F_{cus}	1	0	0	1	0	0
F_{cos}	0	1	0	0	1	0
FWL: M (1)	減圧	増圧	保持	非制御	非制御	非制御
FWR: M (2)	非制御	非制御	非制御	減圧	増圧	保持
RWL: M (3)	非制御	非制御	非制御	増圧	減圧	保持
RWR: M (4)	増圧	減圧	保持	非制御	非制御	非制御

[0100] If control mode M (i) to each wheel is chosen as it mentioned above, in the following valve-control signal calculation section 89, the control signal to the solenoid valve which controls the brake pressure of the wheel brake of each wheel, i.e., an entrance, and the outlet bulbs 12 and 13 will be calculated based on control mode M (i) and demand yaw moment γ_{mad} . specifically, the fluid pressure in the wheel cylinder for obtaining the demand yaw moment, i.e., brake pressure, is received first -- an increase -- reduced pressure -- a rate (inclination of increase reduced pressure) -- it is computed and -- this -- it computed -- an increase -- reduced pressure -- a rate -- it follows and fixed [per time] in actual brake pressure -- an increase -- in order to make it have and change by amount ΔP of reduced pressure P -- the -- an increase -- the pulse period T_{pls} and pulse width W_{pls} (i) of the driving pulse of an entrance when realizing amount ΔP of reduced pressure P, or the outlet bulbs 12 and 13, i.e., a valve-control signal, are computed in addition -- an increase -- in order to secure responsibility although amount ΔP of reduced pressure P is set as 5 kg/cm^2 however -- the first time -- an increase -- amount ΔP of reduced pressure P is set as 10 kg/cm^2 if this point and drawing 27 are referred to -- the increase of the brake pressure in a wheel cylinder -- amount ΔP of reduced pressure P -- every -- signs that it fluctuates are shown

[0101] Although an entrance and the outlet bulbs 12 and 13 will use a hold mode as the base and it will drive in response to supply of a valve-control signal, i.e., the boost pulse signal, or a reduced pressure pulse signal, since the drive is directed to every [of a main routine] control period T (8msec), it sets up the drive mode M_{pls} (i) here so that an actual drive may be performed for every pulse period T_{pls} .

[0102] Hereafter, the pulse period T_{pls} , pulse width W_{pls} (i), and the drive mode M_{pls} (i) which were

mentioned above are explained in detail. First, when only ΔP_{wc} changes, if the brake pressure in the wheel brake of a front wheel disregards the lateral force of the body, it can express variation ΔM_z of the yaw moment of the body with a lower formula.

[0103] $\Delta M_z = \Delta P_{wc} \times B_F \times T_F / 2$ -- here, B_F shows the front-brake coefficient ($\text{kg/cm}^2 \rightarrow \text{kg}$), and T_F shows the front tread therefore, the increase of brake pressure at the time of demand yaw moment γ_{mad} being given -- reduced pressure -- a rate -- R_{pwc} ($\text{kg/cm}^2/\text{s}$) -- it can express with a lower formula

[0104] $R_{pwc} = 2 \times \gamma_{mad} / B_F / T_F$ one side and the increase of 1 time -- an increase when amount ΔP_{wc} of reduced pressure P (5 kg/cm^2 or 10 kg/cm^2) is being fixed -- reduced pressure -- a rate -- R_{pwc} -- the following formula is drawn from a relation with the pulse period T_{pls}

$|R_{pwc}| = \Delta P / (T_{pls} \times T (=8\text{msec}))$

The pulse period T_{pls} is expressed with the following formula from the two above-mentioned formulas.

[0105]

$T_{pls} = \Delta P \times B_F \times T_F / (2 \times T_x \times |\gamma_{mad}|)$

However, the entrance by the side of $2 \leq T_{pls} \leq 12$, in addition a rear wheel and the pulse period of an outlet bulb use the pulse period T_{pls} by the side of a front wheel. next -- since it is beforehand set up by experiment about pulse width W_{pls} (i), master cylinder ** and wheel-brake ** (brake pressure) are made into standard pressure in this experiment, respectively, it is in this state and the bulb is driven -- the increase of wheel-brake ** -- the time when change of amount ΔP of reduced pressure P (5 kg/cm^2 or 10 kg/cm^2) appears is measured, and pulse width W_{pls} (i) is set up based on this time In addition, since the pump 16 or the discharge pressure from 17 mentioned above is used for a boost of wheel-brake **, as for pulse width W_{pls} (i), it is desirable to be set up in consideration of a pump 16 or the response delay of 17.

[0106] The drive mode M_{pls} (i) mentioned above is set up according to the configuration routine shown in drawing 28 based on control mode M (i) and the pulse period T_{pls} which were mentioned above. In this configuration routine, control mode M (i) is judged first (Step S612), and when [both] not controlling control mode M (i) here, the non-control mode is set as the drive mode M_{pls} (i), using boost period-counter CNT_i (i) and reduced pressure period-counter CNT_d (i) as 0 (Step S613).

[0107] When control mode M (i) is a hold mode, a hold mode is set as the drive mode M_{pls} (i) (Step S614). When control mode M (i) is boost mode, boost period-counter CNT_i (i) operates (Step S615), and it is distinguished whether the value of boost period-counter CNT_i (i) reached the pulse period T_{pls} (Step S616). At this time, it is distinguished whether since the distinction result is a false, next the value of boost period-counter CNT_i (i) is 0 (Step S617), and a distinction result here serves as truth. Therefore, boost mode is set as the drive mode M_{pls} (i) (Step S618).

[0108] If a next routine is performed repeatedly, since the distinction result of Step S617 will be maintained by the false, a hold mode is set as the drive mode M_{pls} (i) (Step S619). However, if the distinction result of Step S616 becomes truly and the value of boost period-counter CNT_i (i) is reset by 0 in connection with the passage of time (Step S620), the distinction result of Step S617 will serve as truth in this case, and boost mode will be set as the drive mode M_{pls} (i) (Step S618). Therefore, when control mode M (i) is boost mode, the drive mode M_{pls} (i) will be set as boost mode for every pulse period T_{pls} .

[0109] On the other hand, when control mode M (i) is reduced pressure mode, the drive mode M_{pls} (i) is set as reduced pressure mode for every pulse period T_{pls} by performing like the case where the step of Steps S621-S629 in drawing 28 is the boost mode. if the drive mode M_{pls} (i) and pulse width W_{pls} (i) are calculated by [as it mentioned above] -- the following increase -- reduced pressure -- prohibition -- amendment -- the section -- the time of the counter steer according to a driver at 90 (refer to drawing 23), fault Hirotoiki of a slip, and the overshoot of control -- taking into consideration -- the increase of brake pressure -- reduced pressure -- pulse width W_{pls} (i) is amended that it should forbid, and the detail is shown in the block diagram of drawing 29

[0110] an increase -- pulse width W_{pls} (i) supplied to the reduced pressure prohibition amendment section 90 is outputted as pulse width W_{pls1} (i) by passing through three switches 91, 92, and 93, and

these switches can switch the output to $Wpls1(i) = Wpls(i)$ or $Wpls1(i) = 0$ with the value of the flag set up in the setting sections 94, 95, and 96 in addition -- an increase -- reduced pressure -- prohibition -- amendment -- the section -- in 90, the supplied drive mode $Mpls(i)$ is outputted as it is

[0111] First, in the setting section 94, the boost prohibition flag $Fk1$ at the time of a counter steer (i) is set up. Specifically, while the setting section 94 is equipped with AND circuit 97 and the output of this AND circuit 97 is supplied to a switch 91, when the conditions corresponding to each of that input are fulfilled, an ON signal is supplied, respectively. Here, the input condition of each ON signal has the case where control mode $M(i)$ is boost mode, when a self-ring is a rear wheel and the counter steer flag Fcs is 1.

[0112] Therefore, when all the inputs are ON signals, AND circuit 97 outputs boost prohibition flag $Fk1(i) = 1$, and when other, it will output boost prohibition flag $Fk1(i) = 0$. If a switch 91 receives boost prohibition flag $Fk1(i) = 1$, it will be switched from the state of illustration and, thereby, 0 will be set as pulse width $Wpls1(i)$. In addition, you may make it decrease the value instead of setting pulse width $Wpls(i)$ to 0 in this case.

[0113] The configuration routine of the boost prohibition flag $Fk1(i)$ is shown in drawing 30, and by this routine, only when all of the distinction result of Steps S627-S631 become truth, 1 is set as the boost prohibition flag $Fk1(i)$. In addition, in Step S630, i is expressed on behalf of the numeric value which distinguishes a wheel, as mentioned above, and when i is 3 or 4, the wheel turns into a rear wheel.

[0114] In the setting section 95, slip fault Hirotoki's boost prohibition flag $Fk2(i)$ is set up. Here, while the setting section 95 is equipped with AND circuit 98 and the output of this AND circuit 98 was supplied to the switch 92, when the conditions corresponding to each of that input are fulfilled, an ON signal is supplied, respectively. The slip ratio Sl of the input condition of an ON signal here (i) is with the case of being larger than permission slip ratio $Slmax(i)$, and the case where control mode $M(i)$ is boost mode.

[0115] When all the inputs are ON signals, AND circuit 98 outputs boost prohibition flag $Fk2(i) = 1$, and when other, it will output boost prohibition flag $Fk2(i) = 0$. If a switch 92 receives boost prohibition flag $Fk2(i) = 1$, it will be switched from the state of illustration and 0 will be set as pulse width $Wpls1(i)$ also in this case. In addition, you may make it decrease the value instead of setting pulse width $Wpls(i)$ to 0 in this case.

[0116] If drawing 31 is referred to, the detailed routine which shows the configuration procedure of the boost prohibition flag $Fk2(i)$ is shown. in this configuration routine First, it is got [whether the value of the above-mentioned control start ending flag $Fymc$ is 1, and] blocked. It is distinguished whether it is [yaw moment] under control (Step S634), and when a distinction result here is truth, it is distinguished whether ABS control is operating to the wheel (boost wheel) which has control mode $M(i)$ in boost mode (Step S635). The flag $Fabs(i)$ mentioned later is used for distinction here, and, so, Flag $Fabs(i)$ is supplied to the setting section 95 of drawing 29.

[0117] When the distinction result in Step S635 is truth, after the judgment slip ratio of the boost wheel in the time of the ABS control being started is held as $Slst(i)$ (Step S636), the following step S638 is performed. On the other hand, Step S638 is performed, without carrying out Step S636, when the distinction result of Step S635 is a false. In addition, about ABS control, it mentions later.

[0118] If it is when the distinction result of Step S634 is a false (i.e., when there is nothing during yaw moment control), after, resetting judgment slip ratio $Slst$ to 0 on the other hand (Step S637), Step S638 is performed. At Step S638, it is distinguished whether judgment slip ratio $Slst(i)$ is 0, and when this distinction result that comes out is a false (i.e., when ABS control is not operating to a boost wheel), permission slip ratio $Slmax(i)$ is computed (Step S639). Specifically, permission slip ratio $Slmax(i)$ is read from a map as shown in drawing 32 based on demand yaw moment γ_{mad} . Here, permission slip ratio $Slmax(i)$ has the property which demand yaw moment γ_{mad} takes for increasing, and increases by the predetermined ratio so that clearly from drawing 32, and the maximum is set up to 20%.

[0119] At the following step S641, it is distinguished whether slip ratio $Sl(i)$ is larger than permission slip ratio $Slmax(i)$, when a distinction result here is truth, 1 is set as the boost prohibition flag $Fk2(i)$ (Step S642), and when the distinction result is a false, 0 is set as the boost prohibition flag $Fk2(i)$ (Step

S643). On the other hand, if it is in the situation that ABS control is operating to a boost wheel when the distinction result of Step S638 is truth that is, the map used for read-out of permission slip ratio $Sl_{max}(i)$ is corrected (Step S640). Specifically at Step S640, the map of drawing 32 is transposed to the map shown in drawing 33. In this case, while the maximum of the permission slip ratio $Sl_{max}(i)$ is set as judgment slip ratio $Sl_{st}(i)$ (or 95% of $Sl_{st}(i)$), the increase inclination is also changed according to judgment slip ratio $Sl_{st}(i)$, so that clearly from drawing 33.

[0120] Therefore, if it is in the situation that ABS control is operating to a boost wheel, it is that permission slip ratio $Sl_{max}(i)$ is set as judgment slip ratio $Sl_{st}(i)$, the distinction result of Step S641 serves as truth, and the boost prohibition flag $Fk2(i)$ will be maintained by 1 by this. Setting section 96 (in refer to drawing 29, the prevention flag $Fk3=1$ which prevents the overshoot of control when the conditions which have the absolute value of demand yaw moment γ_{mad} in the downward tendency beyond a predetermined value are fulfilled is outputted to a switch 93, and when the condition is not fulfilled, the prevention flag $Fk3=0$ is outputted to a switch 93.) Here, when the prevention flag $Fk3=1$ is supplied to a switch 93, a switch 93 is switched and sets 0 as pulse width $W_{pls1}(i)$.

[0121] If drawing 34 is referred to, the detailed routine which shows the configuration procedure of the prevention flag $Fk3$ will be shown, demand yaw moment γ_{mad} will be first read in this configuration routine (Step S644), and the value $D\gamma_{mad}$ which differentiated the absolute value of the demand yaw moment γ_{mad} will be computed (Step S645). Furthermore, filtering ($f_c=2\text{Hz}$) is performed to the differential value $D\gamma_{mad}$ (Step S646).

[0122] Processing at Steps S645 and S646 can be expressed with a lower formula.

$D\gamma_{mad} = \text{LPF}(|\gamma_{mad}| - |\gamma_{madm}|)$ γ_{madm} : -- the last value -- next It is distinguished whether the differential value $D\gamma_{mad}$ is larger than the decision value $D\gamma_{maov}$ of overshoot (for example, -125 kgm/s^2) (Step S647). When a distinction result here is truth, 1 is set to the prevention flag $Fk3$ (Step S648), and conversely, when the distinction result is a false, 0 is set to the prevention flag $Fk3$ (Step S649).

[0123] If drawing 23 is referred to again, the oppression judging section 100 will be beforehand contained in the block diagram of yaw moment control, and pumps 16 and 17 and the pre-load flags F_{pre1} and F_{pre2} for controlling the operation of an entrance, the outlet bulbs 12 and 13, and cutoff valves 19 and 20 will be set up in advance of the start of yaw moment control in this judgment section 100. If the absolute value of the demand yaw moment becomes large beyond a predetermined value or it results in the situation that the maximum yaw REITO deflection $\Delta\gamma_{mamax}$ specifically becomes large beyond a predetermined value, and yaw moment control is started If only duration (for example, 96msec(s)) with the fixed pre-load flags $[F_{pre} / F_{pre} \text{ and } / 2 = 1]$ $1=1$ is set up and yaw moment control is started in the duration, it will be at the start time and the pre-load flag F_{pre1} or F_{pre2} will be reset by 0. In addition, the pre-load flag $F_{pre1}=1$ is set up at the time of clockwise rotation of vehicles, on the other hand the pre-load flag F_{pre2} is set up at the time of anticlockwise rotation of vehicles.

[0124] Furthermore, the compulsive change section 111 of a control signal is contained in drawing 23, and the detail of this compulsive change section 111 is shown in drawing 35. In the compulsive change section 111, pulse width $W_{pls}(i)$ and the drive mode $M_{pls}(i)$ can change compulsorily according to various situations, and these pulse width $W_{pls}(i)$ and the drive mode $M_{pls}(i)$ will be outputted as pulse width $W_y(i)$ and drive mode $M_y(i)$, if the compulsive change section 111 is passed.

[0125] The drive mode $M_{pls}(i)$ turns into the drive mode $M_y(i)$ through switches 112-117, and these switches 112-117 receive supply of a flag, and are switched according to the value of the flag so that clearly from drawing 35. That is, a switch 112 is switched by the flag $F_{hld}(i)$ outputted from the non-controlling diagonal hold judging section 118, and in the judgment section 118, while vehicles are during un-braking ($F_b=0$) and pumps 16 and 17 are operating, it sets the flag F_{hld} corresponding to the wheel of the non-control mode (i) as 1 (when it is motor drive flag $F_{mtr}=1$ mentioned later). Therefore, in this case, a switch 112 outputs the drive mode $M_{pls1}(i)$ which switched compulsorily the wheel of the non-control mode in the drive mode $M_{pls}(i)$ to the hold mode, on the other hand, in the case of flag $F_{hld}(i)=0$, outputs the drive mode $M_{pls}(i)$ as it is. If it is in the drive mode $W_{pls1}(i)$, since the wheel under un-controlling is compulsorily switched to the hold mode, the discharge pressure from pumps 16

and 17 is not supplied to the wheel brake of the wheel.

[0126] A switch 113 is switched by ending flag Ffin (i) outputted from the end control judging section 119, and in the judgment section 119, after the end (Fymc=0) of yaw moment control, it has it with a predetermined period (for example, 40msec(s)) for a fixed period (for example, 340msec(s)), and it sets a predetermined time (for example, 16msec(s)) and ending flag Ffin (i) as 1. This ending flag Ffin (i) is used also for opening-and-closing control of cutoff valves 19 and 20 so that it may mention later.

[0127] If ending flag Ffin(i) =1 is supplied, a switch 113 will output the drive mode Mpls2 (i) which switched the wheel which suited the controlled system to the hold mode among the drive mode Mpls (i), on the other hand, in the case of flag Ffin=0, will output the drive mode Mpls (i) as it is. Thus, after the end of yaw moment control, if the drive mode of the wheel which suited the controlled system is periodically switched to a hold mode, the brake pressure of a controlled-system wheel cannot change rapidly, and the behavior of vehicles can be stabilized.

[0128] If a switch 114 is switched by the pre-load flags Fpre1 and Fpre2 outputted from the pre-load control judging section 100 mentioned above and these pre-load flags [Fpre / Fpre and / 2= 1] 1= 1 are received A switch 114 outputs the drive mode Mpls3 (i) which switched the wheel of the controlled system to the hold mode compulsorily among the drive mode Mpls (i), and, in Fpre1=Fpre 2= 0, outputs the drive mode Mpls (i) as it is. Although [here] control mode M (i) and the drive mode Mpls (i) are set up in the above-mentioned explanation about drawing 23 in response to the output of control start ending flag Fymc=1 from the control start end judging section 80, these control mode M (i) and the drive mode Mpls (i) are set up irrespective of control start ending flag Fymc. So, even if the drive mode Mpls (i) is set as the drive mode Mpls3 (i) and the above-mentioned pre-load control is started, it does not have a bad influence on the brake pressure of the wheel of the controlled system before the start of yaw moment control.

[0129] A switch 115 is switched by the release flag Frp outputted from the pedal release judging section 120, and during the yaw moment control at the time of braking, the judgment section 120 sets the release flag Frp as 1 only for a predetermined time (for example, 64msec(s)), when a brake pedal 3 is released. If release flag Frp=1 is received, a switch 115 will output the drive mode Mpls4 (i) in which the brake pressure of the wheel in reduced pressure mode is made to decompress compulsorily, among the drive mode Mpls (i), and, in the case of release flag Frp=0, will output the drive mode Mpls (i) as it is.

[0130] Moreover, the release flag Frp is supplied also to a switch 121, and in the case of Frp=1, a switch 121 outputs the pulse width Wy (i) which changed the value of pulse width Wpls (i) into the control period T (=8msec) compulsorily, and, in the case of Frp=0, it outputs pulse width Wpls (i) as pulse width Wy (i) as it is. a switch 116 is outputted from the pedal **** increase judging section 122 -- stepping on -- increase -- a flag -- it switches by Fpp -- having -- this -- stepping on -- increase -- a flag - - according to the routine of drawing 6 , as Fpp was mentioned above, it is set up If Fpp=1 is received, a switch 116 will output the drive mode Mpls5 (i) which switches all wheels to the non-control mode compulsorily instead of the drive mode Mpls (i), and, in the case of Fpp=0, will output the drive mode Mpls (i) as it is. If drive mode is set as Mpls5 (i), the brake pedal application by the driver can be made to reflect in the brake pressure of each wheel.

[0131] A switch 117 is switched by the retreat flag Frev outputted from the retreat judging section 123, and in the change gear of vehicles, when a backward gear is chosen, the judgment section 123 sets the retreat flag Frev as 1, and, in other than this, sets up 0 at the retreat flag Frev. If flag Frev=1 is received, a switch 117 will output the drive mode My (i) which switches all wheels to the non-control mode compulsorily instead of the drive mode Mpls (i), and, in the case of Frev=0, will output the drive mode Mpls (i) as drive mode My (i).

[0132] The output My from the compulsive change section 111 of a control signal, i.e., drive mode, (i), and the flag from the pre-load control judging section 100 are supplied also to the drive judging section 124 as shown in drawing 23 , and the detail of this drive judging section 124 is shown in drawing 39 from drawing 36 . First, in the judgment circuit 125 shown in drawing 36 , the flag which requires the drive of cutoff valves 19 and 20 and a motor 18 for every wheel cylinder of each wheel is set up.

[0133] The judgment circuit 125 is equipped with two AND circuits 126,127, and one AND circuit 126 outputs i the input of whose is boost mode when brake flag Fb=1 and the drive mode My (i) are boost modes to OR circuit 128. AND circuit 127 of another side outputs i the input of whose is not the non-control mode when brake flag Fb=0 and the drive mode My (i) are the non-control modes to OR circuit 128. That is, the input by the side of the drive mode of AND circuit 127 is supplied through NOT circuit 129.

[0134] OR circuit 128 will output by setting to 1 the value of the demand flag Fmon (i) corresponding to i which received supply among the demand flags Fmon (i) which require the drive of a motor 18, if the output from AND circuit 126,127 is undergone. Moreover, the output of OR circuit 128 is supplied also to the set terminal of a flip-flop 130, and a reset signal is inputted into every i of the when not controlling the drive mode My (i) for the reset terminal.

[0135] When demand flag Fmon(i)=1 is supplied to the set terminal of a flip-flop 130, a flip-flop 130 When it continues outputting the value of the demand flag Fcov corresponding to i of demand flag Fmon (i)=1 (i) as 1 among the demand flags Fcov (i) which require the drive of cutoff valves 19 and 20 and a reset signal is received, The value of all the demand flags Fcov (i) is reset to 0.

[0136] Next, the judgment circuit 131 of drawing 37 is equipped with OR circuit 132, and this OR circuit 132 outputs as 1 the value of the cut drive flag Fvd1 which drives a cutoff valve 19, when it is 1 any of the values of the demand flags Fcov (1) and Fcov about the cutoff valve 19 by the side of the forward left ring FWL which is the input, and the right rear ring RWR (4), ending flag Ffin (1), Ffin (4), and the pre-load flag Fpre1 they are.

[0137] The cut drive flag Fvd1 from OR circuit 132 is further outputted through a switch 133,134, a switch 133 is stepped on and increased, it is switched by Flag Fpp, and a switch 134 is switched by the retreat flag Frev here. That is, even if the output of OR circuit 132 is Fvd 1= 1, when it steps on and increases and either Flag Fpp or the retreat flag Frev is set as 1, the cut drive flag Fvd1 is reset by 0 (non-control mode).

[0138] Although the judgment circuit 135 of drawing 38 has the same composition and same function as the judgment circuit 131 of drawing 37 The demand flag Fcov concerning the cutoff valve 20 by the side of the forward right ring FWR and the left rear ring FWL in the OR circuit 136 (2) It differs in the judgment circuit 131 in that Fcov (3), ending flag Ffin (2), Ffin (3), and the pre-load flag Fpre2 are inputted. OR circuit 136 In this case, the cut drive flag Fvd2 which drives a cutoff valve 20 is outputted through a switch 137,138.

[0139] When it is 1 any of the value of the demand flag Fmon for every wheel which requires the drive of a motor 18 (i), and the value of the pre-load flags Fpre1 and Fpre2 which show that pre-load control is operating they are, the value of the motor drive flag Fmtr is set to 1, and is outputted to the judgment circuit 139 of drawing 39 , i.e., an OR circuit.

: ABS cooperative control : in the yaw moment control mentioned above, a setup of the drive mode My (i), pulse width Wy (i), the cut drive flags Fvd1 and Fvd2, and the motor drive flag Fmtr carries out cooperative control with ABS control (see Step S7 of judgment section 78a of drawing 3 , and drawing 4).

[0140] When ABS control operates, in order to cooperate to ABS control and to perform yaw moment control, in ABS cooperative control, the drive mode Mabs (i) and pulse width Wabs (i) in consideration of ABS control of each wheel are set up. although the detailed explanation about a setup of the drive mode Mabs (i) and pulse width Wabs (i) was omitted here, it mentioned above also to these drive mode Mabs (i) and pulse width Wabs (i) -- an increase -- reduced pressure -- prohibition -- amendment -- the section -- you should care about that the work by 90 (refer to drawing 29) and the control signal forcible change section 111 (refer to drawing 35) is reflected

[0141] However, if one function in ABS cooperative control is explained, when vehicles are in the situation of requiring recovery or a resisting moment, at the time of revolution in ABS control, in ABS cooperative control, the drive mode Mabs (i) and pulse width Wabs (i) are set up as follows. That is, at Step S701, it is distinguished whether ABS control is operating as shown in the ABS cooperation routine of drawing 40 . In addition, distinction here is made based on whether the flag Fabs (i) which

shows under the operation of ABS control for every wheel is 1, and in the ABS control routine which is not illustrated, the flag Fabs (i) will be set up based on the change trend of the slip ratio of the wheel so that it may be well-known.

[0142] It is distinguished whether the control execution flags Fcus and Fcos mentioned above as the distinction result of Step S701 is truth are 1 (Step S702), and if it is in the situation that vehicles are demanding recovery or the resisting moment, at the time of revolution when a distinction result here is truth that is, the drive mode Mabs (i) and pulse width Wabs (i) will be set up as follows at the following step S703.

[0143] When yaw moment control is performed to a diagonal wheel, in order to obtain 1 recovery moment further, the front wheel FW which sees in the revolution direction and serves as the inside is set as reduced pressure mode, and the pulse width is set up identically to the pulse width of the outside front wheel FW.

2) In order to obtain restoration mode further, set the rear wheel RW which sees in the revolution direction and serves as an outside as reduced pressure mode, and the pulse width sets it up identically to the pulse width of an inside rear wheel.

[0144] In addition, yaw moment control is an execute permission also to between the right-and-left wheels of not only a diagonal wheel but order. That is, if damping force of an outside wheel is made into boost mode and damping force of an inside wheel is made into reduced pressure mode when performing yaw moment control based on the damping force difference between right-and-left wheels, vehicles can be made to generate a resisting moment, on the other hand if damping force of an outside wheel is made into reduced pressure mode and damping force of an inside wheel is made into boost mode, vehicles can be made to generate the recovery moment.

[0145] So, in order to be when yaw moment control is performed between rear wheels on either side, and to obtain the recovery moment further, an outside front wheel is set as reduced pressure mode, and the pulse width is set up identically to the pulse width of an outside rear wheel. On the other hand, in order to be when yaw moment control is performed between front wheels on either side, and to obtain a resisting moment further, an inside rear wheel is set as reduced pressure mode, and the pulse width of the is set up identically to the pulse width of an inside front wheel.

[0146] This routine is ended without on the other hand, performing Step S703, if it is when which distinction result of Steps S701 and S702 is a false.

: Control signal selection : if it escapes from Step S7 by a cooperation routine with ABS control, i.e., drawing 4 , the selection circuitry 140 which the selection routine of a control signal is carried out and carries out this routine is shown to drawing 41 by the following step S8. In addition, in drawing 41 , the block 141,142 which carries out the routine of drawing 40 mentioned above is also shown collectively.

[0147] The selection circuitry 140 is equipped with four switches 143-146. on a switch 143 The drive mode Mabs (i) after passing block 141, and the drive mode My (i) set up by the yaw moment control mentioned above are inputted. The pulse width Wy (i) set up by yaw moment control is inputted into a switch 144 as pulse width Wabs (i) after passing block 142.

[0148] 0 which resets the cut drive flags Fvd1 and Fvd2 set up by yaw moment control and these flags is inputted into a switch 145. And while the motor drive flag Fmtr set up by yaw moment control is inputted into a switch 146 through OR circuit 147, the motor drive flag Fmabs in the time of ABS control is inputted, and this motor drive flag Fmabs is supplied also to the input terminal of another side of OR circuit 147. In addition, the motor drive flag Fmabs is a flag set up by the ABS control itself, and when ABS control is started, it is set as Fmabs=1.

[0149] The above-mentioned switches 143-146 are switched in response to the result of the flag outputted from the judgment section 148. That is, it has OR circuit 149 and, as for OR circuit 149, the input has a wheel during three or more flower ABS control, or the judgment section 148 outputs flag Fmy(i)=1 corresponding to the wheel in reduced pressure mode to AND circuit 150, when the drive mode My in yaw moment control (i) is not reduced pressure mode. In addition, when a wheel is during three or more flower ABS control, a flag Fabs 3= 1 is supplied towards a switch 145,146.

[0150] Moreover, when the drive mode Mabs in ABS cooperative control (i) is not the non-control

mode, drive mode $Mabs(i) = 1$ is inputted into AND circuit 150, and from AND circuit 150, flag $Fm\#a(i)$ (i) the flag Fmy of the input (i), and whose inside of $Mabs(i)$ and number of i corresponded is set as 1, and it outputs to a switch 143,144, respectively.

[0151] If there are three or more flowers of vehicles during ABS control, since a flag $Fabs\ 3 = 1$ will be supplied towards switches 1454 and 146, respectively from the judgment section 148, a switch 145 outputs the cut drive flags $Fvd2$ [$Fvd1$ and] $2 = 1$, i.e., $Fv1 = Fv$, and a switch 146 outputs the motor drive flag $Fmabs$ as Fm . On the other hand, when a flag $Fabs\ 3 = 0$ is supplied to a switch 145,146, a switch 145 outputs the cut drive flags $Fvd1$ and $Fvd2$ as $Fv1$ and $Fv2$, respectively, and a switch 146 outputs the motor drive flag $Fmtr$ as Fm . Here, since the motor drive flag $Fmabs$ was supplied to the switch 146 through OR circuit 147, when it is set as 1 irrespective of a switch of this switch 146 any of the motor drive flags $Fmabs$ and $Fmtr$ they are, motor drive flag $Fm = 1$ will be outputted from a switch 146.

[0152] On the other hand, if the input condition of AND circuit 150 is fulfilled, flag $Fm\#a(i) = 1$ is supplied to a switch 143,144 from the AND circuit 150, in this case, a switch 143 will output the drive mode $Mabs(i)$ as drive mode $MM(i)$, and a switch 144 will output pulse width $Wabs(i)$ as pulse width $WW(i)$. On the other hand, when flag $Fm\#a(i) = 0$ is supplied to the switch 134,144, a switch 143 outputs the drive mode $My(i)$ as drive mode $MM(i)$, and a switch 144 outputs pulse width $Wy(i)$ as pulse width $WW(i)$.

[0153] : Driving-signal initial setting : if the drive mode $MM(i)$ and pulse width $WW(i)$ are outputted from the control signal selection circuitry 140, these will be set up at Step S9 by the driving-signal initial-setting section 151 and drawing 4 at drawing 3 as the real drive mode $Mexe(i)$ and real pulse width $Wexe(i)$, and initial value will be given to the real drive mode $Mexe(i)$ and real pulse width $Wexe(i)$.

[0154] Step S9 is shown in drawing 42 in detail, and first, after interrupt inhibition processing is performed (Step S901), the drive mode $MM(i)$ is distinguished here (Step S902). A routine here is ended after interruption permission processing is performed by setting the control period T of a main routine ($=8msec$) as real pulse width $Wexe(i)$ while boost mode is set as the real drive mode $Mexe(i)$, when the distinction result of Step S902 is the non-control mode (Step S903) (Step S904).

[0155] When the distinction result of Step S902 is boost mode, it is distinguished whether the real drive mode $Mexe(i)$ is boost mode (Step S905). However, at this time, since the real drive mode $Mexe(i)$ was not yet set up, while the result became a false and the drive mode $MM(i)$, i.e., boost mode, was set as the real drive mode $Mexe(i)$ in this case, after pulse width $WW(i)$ is set as real pulse width $Wexe(i)$ (Step S906), this routine is ended through Step S904.

[0156] If the distinction result of Step S902 is maintained by boost mode when a next routine is performed, the distinction result of Step S905 will serve as truth in this case, and it will be distinguished whether pulse width $WW(i)$ is smaller than real pulse width $Wexe(i)$ (Step S907). Although pulse width $WW(i)$ is newly set to every control period T here so that clearly from a main routine being performed by every control period T If an entrance or an outlet bulb actually drives real pulse width $Wexe(i)$ so that it may mention later, since it will decrease with the drive If the pulse width $WW(i)$ newly set up at present excels from the remaining real pulse width $Wexe(i)$ by the distinction result in Step S907, as a matter of fact, the new pulse width $WW(i)$ will be set as pulse width $Wexe(i)$ (Step S908). However, the remaining real pulse width $Wexe(i)$ is maintained, without as a matter of fact resetting the new pulse $WW(i)$ as pulse width $Wexe(i)$, when the distinction result of Step S907 serves as a false.

[0157] On the other hand, when the distinction result of Step S902 is reduced pressure mode, from Step S909, the step of S912 is carried out and the real drive mode $Mexe(i)$ and real pulse width $Wexe(i)$ are set up like the case in the boost mode mentioned above. Furthermore, when the distinction result of Step S902 is reduced pressure mode, a hold mode is set as the real drive mode $Mexe(i)$ (Step S913).

[0158] : If the real drive mode $Mexe(i)$ and real pulse width $W(i)$ are set up as it driving-signal-outputted, : mentioned above, these will be outputted to the bulb mechanical component 152 from the driving-signal initial-setting section 151 by drawing 3, and Step S10 will be carried out in the main

routine of drawing 4 . In addition to the real drive mode Mexe (i) and real pulse width W (i), at Step S10, the driving signal for driving cutoff valves 19 and 20 and a motor 18 is also outputted based on the cut drive flags Fv1 and Fv2 and the motor drive flag Fm which were set up by the above-mentioned control signal selection routine.

[0159] Here, the driving signal which closes a cutoff valve 19 when the cut drive flag Fv1 is $Fv1 = 1$ is outputted, and when the cut drive flag Fv2 is $Fv2 = 1$, the driving signal which closes a cutoff valve 20 is outputted. On the other hand, when the cut drive flags Fv1 and Fv2 are reset by 0, cutoff valves 19 and 20 are maintained by the valve-opening state. On the other hand, when the motor drive flag Fm is $Fm = 1$, the driving signal which drives a motor 18 is outputted, and a motor 18 is not driven when it is $Fm = 0$.

[0160] : The drive of an entrance and an outlet bulb : if the real drive mode Mexe (i) and real pulse width W (i) are supplied to the bulb mechanical component 152 mentioned above, in this bulb mechanical component 152, an entrance and the outlet bulbs 12 and 13 will be driven according to the drive routine shown in drawing 43 . Here, the main routine of drawing 4 is performed independently for the drive routine of drawing 43 , and the execution period is 1msec.

[0161] In a drive routine, if the real drive mode Mexe (i) is distinguished (Step S1001), and it is by distinction here first when the real drive mode Mexe (i) is boost mode, as a matter of fact, it is distinguished for pulse width Wexe (i) from 0 whether it is size ***** (Step S1002). About the entrance and the outlet bulbs 12 and 13 corresponding to [that a distinction result here is truth] the wheel, to an entrance bulb being opened, the outlet bulb 13 is closed and, as for real pulse width Wexe (i), only the execution period decreases (Step S1003). Therefore, when Step S1003 is carried out, if a motor 18 already drives and the corresponding cutoff valve 19 or 20 is closed, it will boost the wheel brake corresponding to the wheel.

[0162] By performing a drive routine in the state where the real drive mode Mexe (i) is maintained by boost mode, repeatedly, if the distinction result of Step S1002 becomes a false, both these entrances and an outlet bulb will be closed about the entrance and the outlet bulbs 12 and 13 corresponding to the wheel at this time, and the real drive mode Mexe (i) is set as a hold mode (Step S1004).

[0163] If it is by distinction of Step S1001 when the real drive mode Mexe (i) is reduced pressure mode, as a matter of fact, it is distinguished for pulse width Wexe (i) from 0 also here whether it is size ***** (Step S1005). About the entrance and the outlet bulbs 12 and 13 corresponding to [that a distinction result here is truth] the wheel, to an entrance bulb being closed, the outlet bulb 13 is opened and, as for real pulse width Wexe (i), only the execution period decreases (Step S1006). Therefore, the wheel brake corresponding to the wheel will be decompressed by operation of Step S1006.

[0164] Also in this case, by performing a drive routine repeatedly in the state where the real drive mode Mexe (i) is maintained by reduced pressure mode, if the distinction result of Step S1005 becomes a false, both these entrances and an outlet bulb will be closed about the entrance and the outlet bulbs 12 and 13 corresponding to the wheel at this time, and the real drive mode Mexe (i) is set as a hold mode (Step S1007).

[0165] If it is by distinction of Step S1001 when the real drive mode Mexe (i) is a hold mode, both the entrance and outlet bulbs 12 and 13 corresponding to the wheel are closed (Step S1008). Reference of drawing 44 shows the relation between the drive mode MM(i) pulse width WW(i) real drive mode Mexe (i) mentioned above and real pulse width Wexe (i) by the timing diagram.

[0166] operation [of yaw moment control]: -- diagonal ring control: -- it is, while vehicles run now, and suppose that the main routine of drawing 4 is performed repeatedly When the revolution flag Fd which shows revolution of vehicles by Step S3 of a main routine, i.e., the revolution judging routine of drawing 8 , from the handle angle theta and yaw REITOGamma is set as $Fd = 1$ in this state, vehicles are in the state where it is rotating clockwise, in this case.

[0167] Under clockwise rotation: After this, demand yaw moment gammad is called for through step S4 of a main routine, and S5, and if yaw moment control of Step S6 is performed, the selection routine of the control mode will be performed a condition [control start ending flag Fymc (referring to the judgment circuit of drawing 24) being $Fymc = 1$ in this yaw moment control], and according to the

selection routine of drawing 26 , control mode [for every wheel] M (i) is set up.

[0168] Here, since it assumes that vehicles are rotating clockwise, by the selection routine of drawing 26 , the distinction result of Step S601 serves as truth, and the step after Step S602 is carried out.

Clockwise rotation of US inclination : if Truth Fcus, i.e., a control execution flag, is in a situation which the distinction result of Step S602 is Fcus=1 in this case, and is strong While control mode [of the forward left ring (outside front wheel) FWL] M (1) is set as reduced pressure mode Control mode [of the right rear ring (inner rear wheel) RWR] M (4) is set as boost mode, and other control mode [of two flowers] M (2) and M (3) are set as the non-control mode, respectively (Table 1 and step S603 reference).

[0169] Then, based on demand yaw moment gammad which control-mode [of each wheel] M (i) Reaches, as it mentioned above, the drive mode Mpls (i) is set up (refer to the configuration routine of drawing 28), and pulse width Wpls (i) for every wheel is set up. And these drive mode Mpls (i) and pulse width Wpls (i) serve as the drive mode My (i) and pulse width Wy (i) through the boost prohibition amendment section 90 of drawing 23 , and the compulsive change section 111 of a control signal.

[0170] On the other hand, it sets in the drive judging section 124 of drawing 23 , i.e., the judgment circuit of drawing 36 - drawing 39 . in the judgment circuit 125 of drawing 36 When the brake flags Fb are [Fb=1 (under braking) and the drive mode My (i)] boost modes, The demand flag Fmon for every wheel which requires the drive of a motor 18 through the AND circuit 126 and OR circuit 128 (i) Moreover, the demand flag Fcov for every wheel which requires the drive of cutoff valves 19 and 20 through a flip-flop 130 (i) is set as 1, respectively.

[0171] Specifically, as mentioned above, in the situation of being at the time of strong clockwise rotation of US inclination, and getting into the brake pedal 3 The output of the judgment circuit 125 is set to Fmon(4) =Fcov(4) =1. The cut drive flag Fvd1 is outputted as Fvd 1= 1 from the judgment circuit 131 (OR circuit 132) of drawing 37 , and the motor drive flag Fmtr is outputted from the judgment circuit 139 of drawing 39 , i.e., an OR circuit, as Fmtr=1. Here, since it is demand flag Fcov(2) =Fcov(3) =0, about the cut drive flag Fvd2 outputted, it is set to Fvd 2= 0 from the judgment circuit 135 (OR circuit 136) of drawing 38 .

[0172] Therefore, if it is at the time of braking, only Fvd1 is set to 1 in one cut drive flag and this case. then, the cut drive flag Fvd 1= 1 and motor drive flag Fmtr=1 should pass the selection section 140 (drawing 41 switches 145 and 14) of the control signal of drawing 3 -- it is set to Fv 1= 1, Fv 2= 0, and Fm=1, and these flags are supplied to cutoff valves 19 and 20 and a motor 18 as a driving signal That is, while only the cutoff valve 19 which makes the wheel brake and group of the forward left ring FWL and the right rear ring RWR in this case is closed, the cutoff valve 20 which makes the wheel brake and group of the forward right ring FWR and the left rear ring RWL becomes [being maintained by the valve-opening state with as, and], and a motor 18 drives it. **** is breathed out from pumps 16 and 17 by the drive of this motor 18.

[0173] On the other hand, if it is when it is at the time of not braking [by which it does not get into the brake pedal 3] Since control mode [of the forward left ring FWL] M (1) and control mode [of the right rear ring RWR] M (4) are not the non-control modes Demand flag Fmon(1) =Fmon(4) =1 will be outputted through AND circuit 127 and OR circuit 128 of the judgment circuit 125, and Fcov(1) =Fcov(4) =1 will be outputted from the flip-flop 130. Therefore, it is set to motor drive flag Fmtr=1 also in this case, and a motor 16 and 18 17, i.e., pumps, drives, and as a result of setting only the cut drive flag Fvd1 as 1, only a cutoff valve 19 is closed.

[0174] However, if it is in the case at the time of un-braking and the drive mode Mpls (i) mentioned above is processed in the compulsive change section 111 (drawing 23) of a control signal, since the flag Fhld which is the output of the non-controlling diagonal hold judging section 118 (drawing 35) will be set as 1, a switch 112 is switched and it should care about that the drive mode Mpls in the non-control mode (i) is compulsorily changed into a hold mode.

[0175] Moreover, if it is in the case at the time (Fb=0) of un-braking, since it is set as 1.5 [larger] than 1.0 in the case of being the correction value Cpi at the braking time about calculation of demand yaw

moment γ_{demand} (refer to drawing 10), piling of the demand yaw moment γ_{demand} will be carried out. Since this piling will shorten drive mode (i) Mpls Tpls, i.e., the pulse period with which M_y (i) is performed, when the drive mode M_y (i) is boost mode or reduced pressure mode, the increase and decrease should care about performing powerfully.

[0176] Then, the drive mode M_y (i) and pulse width W_y (i) are set up as the drive mode M_M (i) and pulse width W_W (i) through the control signal selection section 140, as mentioned above. Furthermore, as a result of setting up the real drive mode M_{exe} (i) and real pulse width W_{exe} (i) based on these, according to the real drive mode M_{exe} (i) and real pulse width W_{exe} (i), a corresponding entrance and the corresponding outlet bulbs 12 and 13 drive (refer to the drive routine of drawing 43).

[0177] Specifically, it is at the strong clockwise rotation time of US inclination, and as a result of closing the entrance bulb 12 corresponding to the wheel brake since the drive mode M_{exc} (1) is reduced pressure mode as a matter of fact, and opening the outlet bulb 13, concerning the wheel brake of the forward left ring FWL the case at the time of braking (Step S1006 of drawing 43), the brake pressure of the forward left ring FWL decreases. On the other hand, in this case, about the wheel brake of the right rear ring RWR, since the drive mode M_{exe} (4) is boost mode as a matter of fact, the entrance bulb 12 corresponding to the wheel brake is opened, and the outlet bulb 13 is closed (Step S1003 of drawing 43). A cutoff valve 19 is closed. here, at this time, as mentioned above Since it is in the situation which pumps 16 and 17 are driving by the motor 18 The pressure in the branching brake-pipe way 8 (refer to drawing 1) which results in the wheel brake of the right rear ring RWR is already started independently with master cylinder **. by this The wheel brake of the right rear ring RWR will receive supply of **** from the branching brake-pipe way 8 through the entrance bulb 12, consequently it will be increased by the brake pressure of the right rear ring RWR.

[0178] In the slip ratio range when the damping force / cornering-force property over the slip ratio shown in drawing 45 are referred to here, in case vehicles are in the usual run state If the brake pressure F_x of a wheel, i.e., damping force, decreases, slip ratio will also decrease. On the other hand, when damping force F_y increases, it turns out that slip ratio also increases, and on the other hand, a cornering force increases the reduction in slip ratio, on the other hand it turns out that, as for the increase in slip ratio, a cornering force is decreased.

[0179] Therefore, if the cornering force F_y will increase like a white arrow to a black arrow if the damping force F_x of the forward left ring FWL decreases like a white arrow to a black arrow as shown in drawing 46, on the other hand the damping force F_x of the right rear ring RWR is increased from a white arrow like a black arrow, the cornering force F_y will decrease like a white arrow to a black arrow. Consequently, in addition to the damping force F_x decreasing about the forward left ring FWL, a cornering force F_y works strongly, and since a cornering force F_y decreases on the other hand in addition to the damping force F_x increasing about the right rear ring RWR, swinging moment M (+) occurs in the sense of the revolution at vehicles.

[0180] In addition, the hatching arrow shows change part ΔF_x of damping force F_x and a cornering force F_y , and ΔF_y among drawing 46. In the forward left ring FWL and the right rear ring RWR which are a diagonal wheel of vehicles here the entrance and the outlet bulbs 12 and 13 of these wheels Since it is opened and closed according to the real drive mode M_{exe} (i) set up based on demand yaw moment γ_{demand} , and the real pulse period W_{exe} (i) Swinging moment M (+) can be appropriately added to vehicles, thereby, US inclination of vehicles is canceled and the drift out can be prevented.

[0181] Moreover, since the augend and decrement of brake pressure of the forward left ring FWL and the right rear ring RWR are computed based on the same demand yaw moment γ_{demand} , those absolute values are the same. Therefore, even if brake pressure of the forward left ring FWL and the right rear ring RWR is ****(ed), the damping force of the whole vehicles is not changed and the braking feeling of vehicles does not get worse.

[0182] Furthermore, since demand yaw moment γ_{demand} is computed in consideration of the movement state and operation state of vehicles as mentioned above (the inside of the calculation routine of drawing 11, Step S504, S505 reference), if the damping force of a diagonal wheel is fluctuated based on the

demand yaw moment γ_{md} , the fine yaw moment control of it according to the revolution state of vehicles will be attained.

[0183] And since demand yaw moment γ_{md} is computed on the basis of yaw REITO deflection $\Delta\gamma$ and the yaw REITO deflection differential value $\Delta\dot{\gamma}$, as for the demand yaw moment γ_{md} , the vehicles in the time will show revolution behavior correctly. Therefore, if the damping force of a diagonal wheel is fluctuated based on the demand yaw moment γ_{md} , the unstable revolution behavior of vehicles will regain its footing quickly, and the revolution of the vehicles stabilized extremely of it will be attained.

[0184] In addition, it is also possible for it not to be based on the yaw rate feedback control mentioned above in calculation of demand yaw moment γ_{md} , but to use the open control according to Width G_y , and the vehicle speed V and the steering angle δ . Moreover, since it faces determining the diagonal wheel which should control damping force and the revolution direction of vehicles was judged based on the output of the yaw rate sensor 30, the revolution direction can be judged with high precision, and yaw moment control can be performed correctly.

[0185] When it is during execution of the above-mentioned yaw moment control, and braking of vehicles, since the drive mode Mexe (i) is set as the non-control mode as a matter of fact about the entrance and the outlet bulbs 12 and 13 of the forward right ring FWR and the left rear ring RWL, the cutoff valve 20 which makes the wheel brake and group of the forward right ring FWR and the left rear ring RWL is maintained by the valve-opening state. Therefore, since the wheel brake of the forward right ring FWR and the left rear ring RWL receives master cylinder **, the brake pressure of these forward right ring FWR and the left rear ring RWL is controlled by operation of the brake pedal 3 by the driver, and can make the volition of a driver reflect in those brake pressure. Consequently, the failsafe over yaw moment control is also fully securable.

[0186] on the other hand, when vehicles are in the state where it does not brake, during execution of yaw moment control As mentioned above, since the entrance and the outlet bulbs 12 and 13 by the side of the forward right ring FWR and the left rear ring RWL are compulsorily changed into the hold mode, those real drive modes Mexe (i) At this time, both the entrance and outlet bulbs 12 and 13 of these wheels are closed (Step S1008 is performed in the drive routine of drawing 43). Therefore, even if the pump 16 is driving by the motor 18, it can prevent that the discharge pressure of this pump 16 does not join the wheel brake of the forward right ring FWR and the left rear ring RWL through the entrance bulb 12, and the brake pressure of these forward right ring FWR and the left rear ring RWL increases to un-wanting by this.

[0187] Moreover, if it is at the time of un-braking, since the brake pressure of the forward left ring FWL has not started, reduced pressure control of brake pressure cannot be performed substantially, and will run short of swinging moment $M(+)$ by this. However, since piling of the demand yaw moment γ_{md} is carried out and it is asking for it about calculation of demand yaw moment γ_{md} as it mentioned above, if it was at the time of un-braking, it boosts the brake pressure of the right rear ring RWR in this case still more strongly than the case at the time of braking. Therefore, since a cornering force F_y decreases further with the increase in the slip ratio of the wheel, the cornering force of the forward left ring FWL can work strongly relatively, and can give swinging moment $M(+)$ of the same grade as the case at the time of braking to vehicles.

[0188] Furthermore, during execution of yaw moment control, when a driver breaks in a brake pedal 3 at a speed quicker than a predetermined pedal-travel speed (50 mm/s), as the configuration routine of drawing 6 was explained, a brake pedal 3 steps on, it increases, and 1 is set as Flag Fpp. in this case -- stepping on -- increase -- if flag Fpp=1 is supplied to the compulsive change section 111 (refer to drawing 23) of a control signal -- this compulsive change section 111 -- the switch 116 (refer to drawing 35) -- stepping on -- increase -- in response to supply of flag Fpp=1, switch ***** and the drive mode My of all wheels (i) are set as the non-control mode

[0189] both [so,] the demand flag Fmon (i) and the demand flag Fcov (i) -- although -- as for a motor 18, the drive is stopped, while a cutoff valve 19 is opened, since it is reset by 0 (refer to drawing 36) and the cut drive flag Fvd1 (Fv1) and the motor drive flag Fmtr (Fm) are reset by 0 (drawing 37 , 38

references) And the entrance bulb 12 of each wheel is opened and the outlet bulb 13 is closed. In this case, by the drive routine of drawing 43 , although Step S1003 by the side of boost mode will be performed, since the wheel brake of each wheel receives supply of master cylinder ** at this time, the brake pressure according to treading in to the brake pedal 3 by the driver is started in the wheel brake of each wheel, and the damping force of vehicles can fully be secured.

[0190] Clockwise rotation of OS inclination : In the control mode selection routine of drawing 26 , the distinction result of Step S602 is a false. If the distinction result of Step S604 becomes truth, $F_{cos}=1$ [i.e.,], and OS inclination of vehicles is in a strong situation While control mode [of the forward left ring FWL] M (1) is set as boost mode, it differs from the case of US inclination in that control mode [of the right rear ring RWR] M (4) is set as reduced pressure mode (Table 1 and step S605 reference).

[0191] Here, since a cornering force F_y will increase while a cornering force F_y decreases while the damping force F_x increases about the forward left ring FWL as shown in drawing 47 if it is at the time of braking of vehicles, on the other hand damping force F_x decreases about the right rear ring RWR, in this case, resisting-moment $M (-)$ occurs on vehicles. This resisting-moment $M (-)$ can cancel OS inclination of vehicles, and, thereby, can avoid certainly the spin of the vehicles resulting from the tuck-in.

[0192] in addition -- even if it is in clockwise rotation of OS inclination -- the time of un-braking -- moreover -- stepping on -- increase -- a flag -- when F_{pp} is set as 1, it cannot be overemphasized that the above-mentioned operation effect is acquired like the case of clockwise rotation with US inclination Clockwise rotation with US [non-] inclination and OS [non-] inclination: In the control mode selection routine of drawing 26 , when both the distinction results of Steps S602 and S604 are falses (i.e., when the revolution inclination of vehicles is not US, either and OS again, either), both control mode [of the forward left ring FWL and the right rear ring RWR] M (1) and M (4) are set as a hold mode (Table 1 and step S606 reference).

[0193] In this case, the entrance and the outlet bulbs 12 and 13 by the side of the forward left ring FWL and the right rear ring RWR are closed. Therefore, the brake pressure of these wheels will be held and neither swinging moment $M (+)$ nor resisting-moment $M (-)$ generates it here.

If the revolution flag F_d rotated anticlockwise : mentioned above and control start ending flag F_{ymc} turn into $F_d=F_{ymc}$ 1= 1 and yaw moment control by anticlockwise rotation is performed Like the case of the above-mentioned clockwise rotation, if US inclination of vehicles is in a strong situation, swinging moment $M (+)$ is generated also here. On the other hand, the brake pressure of the forward right ring FWR and the left rear ring RWL is controlled that resisting-moment $M (-)$ should be generated when the OS inclination is strong. Consequently, an effect can be acquired when it is clockwise rotation (refer to Table 1 and Steps S607-S611 of drawing 26 , and the drive routine of drawing 43).

[0194] counter steer: -- the state of a counter steer where the travelling direction (arrow : the direction of yawing of a solid line) of vehicles differs from the travelling direction (arrow : the operation direction of a steering handle of a dashed line) which a driver means at the time of un-braking [of vehicles] as shown in drawing 48 -- that is, If it results in the situation that the driver itself is demanding the resisting moment of vehicles, since the value of the revolution direction flags F_{dy} and F_{ds} is not in agreement in the revolution judging routine of drawing 8 In this case, 1 is set as the counter steer flag F_{cs} which shows a counter steer state (Step S314).

[0195] In such a situation, since it is judged with the revolution direction being anticlockwise rotation and the value of the control execution flag F_{cos} is set to 1 even if it judges that the revolution direction of vehicles mentioned above based on the output from the yaw rate sensor 30 (refer to Table 1 and the selection routine of drawing 26), the damping force of the forward right ring FWL which sees in the revolution direction in this case, and serves as an outer ring of spiral wound gasket is increased. Therefore, as a result of resisting-moment M 's (-'s)'s being generated by vehicles, vehicles are stabilized and it can be circled in them. In addition, since it is at the time of not braking, reduced pressure of the left rear ring RWL is not performed here.

[0196] However, since the slip ratio of the forward right ring FWL is already large, even if it makes slip ratio increase with the increase in the brake pressure if it is at the time of marginal braking of vehicles

with which especially ABS control operates at the time of braking revolution, the cornering force can decrease further (refer to drawing 45), and cannot generate a resisting moment effective in vehicles. [0197] So, if a front wheel is in a marginal braking region, pass the distinction result of Step S309 to be shown in the revolution judging routine of drawing 8. the revolution flag F_d -- the revolution direction flag F_d s of the handle angle base -- that is Even if the travelling direction (arrow of a dashed line) of vehicles is the left as shown in drawing 49 in this case since it is made to have set up based on the handle angle θ (Step S311), the revolution direction is judged noting that it is the right (arrow of a solid line).

[0198] Thus, since the positive/negative of yaw REITO deflection $\Delta\gamma$ will be reversed as the term of calculation of demand yaw moment γ_{mad} explained if the revolution direction is changed, not the execution control flag F_{cos} but the control execution flag F_{cus} is set as 1 here. Therefore, in this case, the brake pressure of the forward left ring FWL will decrease so that clearly from Table 1 and the selection routine of drawing 26, and the slip ratio will decrease. Consequently, the cornering force F_y of the forward left ring FWL increases as shown in drawing 49, and swinging moment $M(+)$ occurs on vehicles. Since this swinging moment $M(+)$ acts in the same direction as resisting-moment [in drawing 48] $M(-)$, on vehicles, a resisting moment can work effectively as a result, and, thereby, it can stabilize revolution of vehicles.

[0199] Here, if Table 1 and the selection routine of drawing 26 are followed, when the brake pressure of the forward left ring FWL will decrease, it should be simultaneously increased by the brake pressure of the right rear ring RWR. However, if it is in the state of a counter steer, a boost of the brake pressure is forbidden about the right rear ring RWR. that is, when the value of the counter steer hula F_{cs} mentioned above is set as 1 ($F_{cs}=1$), in the setting section 94 (an increase -- the reduced pressure prohibition amendment section 90) of drawing 29, the input condition of the AND circuit 97 will be fulfilled, and the boost prohibition flag $F_{k1}(i)$ will be supplied to a switch 91 from AND circuit 97 Therefore, pulse width $W_{pls}(4)$ of the right rear ring RWR which is in boost mode in this case will be compulsorily changed into 0. consequently, even if ABS control operates, pass the control signal selection section (refer to drawing 3 and drawing 41) -- when pulse width $W_{pls}(4)$ in yaw moment control has priority as pulse width $W_W(4)$ and is outputted, it does not boost the brake pressure of the right rear ring RWR

[0200] Since the cornering force decreases here even if it makes slip ratio increase with the increase in the damping force of the right rear ring RWR In this case, although slip ratio increase with the right rear ring RWR will not contribute to addition of swinging moment [of drawing 49] $M(+)$ at all or it will have a bad influence However, since the boost of the brake pressure in the right rear ring RWR is forbidden in this case, above-mentioned fault is not received.

[0201] In the setting section 95 (an increase -- the reduced pressure prohibition amendment section 90) of slip: drawing 29 excessive -- If it results in the situation that each input of the AND circuit 98 is turned on (i.e., if the slip ratio Sl of the wheel in boost mode (i) becomes larger than the permission slip ratio $Sl_{max}(i)$) As a result of outputting boost prohibition flag $F_{k2}(i)=1$ to a switch 92 from AND circuit 98, a switch 92 is switched and the pulse width $W_{pls}(i)$ is compulsorily changed into 0.

[0202] Therefore, if the slip ratio increases more than an allowed value as a result of increasing the damping force of the wheel in boost mode with execution of yaw moment control, since it will not be increased by the damping force of more than this and its wheel, the wheel is not made to generate an excessive slip and the operation of ABS control is not caused. Here permission slip ratio $Sl_{max}(i)$ Since it is set up based on demand yaw moment γ_{mad} as shown in drawing 32 If the demand yaw moment γ_{mad} is large and it is in the situation that vehicles are demanding yaw moment control strongly The yaw moment control can be performed effectively, without it seeming that the wheel in boost mode makes it un-wanting, and serves as prohibition of a boost since the boost prohibition flag $F_{k2}(i)$ becomes that it is hard to be set as 1.

[0203] On the other hand, if ABS control is started to the wheel as a result of continuing controlling the brake pressure of a wheel in boost mode with execution of yaw moment control In this case, the maximum of permission slip ratio $Sl_{max}(i)$ It is set as the slip ratio (i) (or 95% of $Sl_{st}(i)$), i.e., judgment slip ratio Sl_{st} , of a wheel in the time of ABS control being started, and the increase ratio is

also set up based on new maximum (refer to the configuration routine of the boost prohibition flag Fk2 of drawing 31 (i)).

[0204] A lock inclination and a bird clapper do not have the wheel again, and control seems therefore, not to change frequently between ABS control and yaw moment control, since the boost mode of a wheel is forbidden in next yaw moment control, though the lock inclination of a wheel is canceled by ABS control and control of the wheel returns to yaw moment control from ABS control.

[0205] ABS cooperation : When controlled based on the drive mode Mabs (i) which ABS control operated and each wheel mentioned above, and pulse width Wabs (i), If it is at the time of clockwise rotation US as shown in drawing 50 , in addition to the diagonal wheel FWL which is a controlled system in fundamental yaw moment control, i.e., a forward left ring, and the right rear ring RWR, the forward right ring FWR is also set as the object of control, and the forward right ring FWR will be controlled in reduced pressure mode.

[0206] increase of the damping force Fx in the right rear ring RWR if it is in the situation that ABS control is operating about the right rear ring RWR, i.e., reduction of the cornering force Fy, -- it should also wish -- there is nothing, although kicked Since the cornering force Fy is increased with reduction of the damping force of the part and the forward right ring FWR, vehicles can be made to fully generate swinging moment M (+) mainly based on the difference of the cornering force Fy before and behind vehicles in this case.

[0207] Moreover, since the left rear ring RWL is controlled in reduced pressure mode in addition to the forward left ring FWL and the right rear ring RWR which are a controlled system in yaw moment control even if it is at the time of clockwise rotation OS, as shown in drawing 51 Even if reduction of the cornering force Fy in the forward left ring FWL is not effectively demonstrated by ABS control, vehicles can be made to fully generate resisting-moment M (-) mainly based on the difference of the cornering force Fy before and behind vehicles like the above-mentioned case.

[0208] Furthermore, if it is at the time of clockwise rotation US as the right-and-left rear wheel is performed as a controlled-system wheel as yaw moment control mentioned above, and shown in drawing 52 As a result of controlling the forward left ring FWL in reduced pressure mode in addition to the controlled-system wheel, even if the increase in the damping force in the right rear ring RWR does not function by ABS control The cornering force Fy of the part and the forward left ring FWL can be made to be able to increase, and vehicles can be made to generate swinging moment M (+). Moreover, if it is at the time of clockwise rotation OS as shown in drawing 53 Even if a boost with the forward left ring FWL is impossible, vehicles can be made to generate resisting-moment M (-) by making the cornering force Fy in the part and the right rear ring RWR increase, since the right rear ring RWR is controlled in reduced pressure mode in addition to the controlled-system wheel.

[0209]

[Effect of the Invention] According to the revolution control unit of claims 1 and 2, as explained above, since the increase in the damping force in a rear wheel was regulated in the state of the counter steer, it does not have a bad influence on the yaw moment which the rear wheel should generate into the body, and even when it is a counter steer, the revolution behavior of vehicles can be stabilized.

[0210] According to the equipment of a claim 3, since the revolution direction of vehicles is detected based on the output of a handle angle sensor at the time of marginal braking of vehicles, even if it is in a counter steer state in this case, the front wheel used as a controlled system can be chosen appropriately, and the yaw moment effective in the body can be generated by damping force reduction of the front wheel. Since according to the equipment of a claim 4 it has judged with there being vehicles at the time of marginal braking when an antiskid-brake control unit operates, on the occasion of detection of the revolution direction of vehicles, the switch at the handle angle base from the yaw rate base can be performed appropriately. Consequently, selection of the front wheel used as a controlled system can also become suitable, and can generate the yaw moment effective in the body.

[0211] Since it has judged with it being in a counter steer state when the revolution direction detected with the handle angle base and the yaw rate base is inharmonious according to the equipment of a claim 5, the judgment can be performed correctly. Since the increase in the damping force in a rear wheel is

regulated when it is in a counter steer state, in addition when there are vehicles at the time of marginal braking according to the equipment of a claim 6, the effect in claims 1 and 2 will increase further.
[0212] According to the equipment of a claim 7, the damping force difference which should be given between wheels can be appropriately set up according to the revolution state of the vehicles in the time, and the high revolution behavior of the stability of vehicles can be obtained.

[Translation done.]